VISIT…

LANZAROTE
Caliente.COM

Елена БЕЛОВА

Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях

Москва
Евроклимат
2006

УДК 697.94
ББК 38.762.3
Б43

Белова Е. М.

Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. — М.: Евроклимат, 2006. — 640 с.: ил. — (Библиотека климатехника).

В книге отражены теоретические основы и методы проектирования и расчета СКВ, степень и перспектива развития этих систем и оборудования для них. Значительное внимание уделено вопросам экономии энергии в здании при проектировании и эксплуатации СКВ.

Книга является систематизированным учебным пособием и практическим руководством для проектировщиков, монтажников, наладчиков и специалистов по эксплуатации центральных систем кондиционирования воздуха. Отдельные главы книги могут рассматриваться в качестве разделов основного курса «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение» и спецкурса «Энергосбережение в системах кондиционирования воздуха», предусмотренных учебным планом подготовки инженеров по специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция» инженерно-строительных учебных заведений и профильных специальностей других ВУЗов.

Все права защищены. Никакая часть этой книги не может воспроизводиться либо распространяться ни в какой форме — в виде фотокопий, микрофильмов, либо другим способом, без письменного разрешения издателя.

© Евроклимат, 2006 г.

ISBN 5-94447-009-7

ББК 38.762.3

Предисловие

Уважаемый читатель, перед Вами седьмая книга серии «Библиотека климатехника», подготовленная специалистами группы компаний ЕВРОКЛИМАТ. С 1994 года ЕВРОКЛИМАТ успешно работает на российском рынке климатического оборудования и по праву считается ведущей компанией в отрасли.

В сферу деятельности компании входит поставка климатического оборудования на московские и региональные объекты, полный цикл проектирования систем вентиляции и конди¬ционирования воздуха, проведение монтажных и пуско-наладоч¬ных работ, обеспечение гарантийного и сервисного обслуживания.

Сотни московских и региональных партнеров сотрудничают с компанией ЕВРОКЛИМАТ на территории России и стран СНГ. В совместной работе нами накоплен огромный практический опыт, но законы рынка, развитие отрасли и применение новых технологий требуют постоянного повышения квалификации.

В этой связи более пяти лет компания ЕВРОКЛИМАТ издает уникальную серию книг «Библиотека климатехника».

Серия знакомит читателей с книгами отечественных и зарубежных авторов, охватывает широкий круг вопросов, связанных с подбором климатического оборудования, техническим обслуживанием и устранением неисправностей, рассматривает этапы проектирования, монтажа и наладки систем вентиляции и кондиционирования, предлагает актуальные схемы их ремонта и усовершенствования.

Многие книги серии выдержали не одно переиздание и до сих пор остаются «бестселлерами».

Сегодня компания ЕВРОКЛИМАТ предлагает Вашему вниманию новую книгу серии.

«Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях» — это первое российское издание, в котором обобщен отечественный и зарубежный опыт проектирования, монтажа, наладки и обслуживания центральных кондиционеров — оборудования, которое сегодня широко используется в зданиях самого разного назначения: в жилых комплексах, отелях, ресторанах, офисах, супермаркетах, крупных спортивно-развлекательных центрах и многих других.

Книга содержит подробную информацию о системах центрального кондиционирования, рассматривает вопросы организации воздухообмена, выбора принципиальной схемы обработки воздуха в теплый и холодный период года, автоматического регулирования и контроля поддержания параметров микроклимата в помещениях на заданном уровне.

Надеемся, книга будет полезна специалистам проектных и пуско-наладочных организаций, а также студентам профильных факультетов высших учебных заведений.

Генеральный директор
группы компаний ЕВРОКЛИМАТ
Горовой Г. Ю.

Предисловие автора

В последние годы, в связи с ростом уровня жизни, необходимостью защиты от уличного шума и загрязнения внешней среды, значительно вырос интерес к системам кондиционирования воздуха в зданиях разного назначения, особенно в жилых и общественных зданиях. Во многих помещениях производственных зданий поддержание заданных параметров микроклимата по требованиям технологии является обязательным условием получения качественной продукции и способствует росту прибыли производства. Микроклимат помещения является определяющим фактором при сохранении произведений культуры, искусства, письменности в музеях, библиотеках и архивах, а также внутренних интерьеров исторических зданий. Система кондиционирования воздуха предназначена для создания и обеспечения требуемого микроклимата в помещениях здания.

В XX в., который по праву считается веком кондиционирования воздуха, накоплен большой опыт, как зарубежный, так и отечественный, проектирования, монтажа, наладки и эксплуатации систем кондиционирования воздуха. В то же время, в последние годы изменились архитектурно-конструктивные решения зданий, в том числе в связи с возросшими требованиями по теплозащите; изменились технические характеристики и номенклатура производимого оборудования: центральных кондиционеров, холодильных машин для кондиционирования воздуха, средств автоматизации; возросли требования к охране окружающей среды и экономии энергии в зданиях; появились надежные инструменты в виде компьютеров, облегчающие работу проектировщика. Простота и легкость подбора оборудования, обеспеченная компьютерными программами расчета, построенными по принципу «черного ящика», наличие стандартных решений, простых, но не всегда эффективных, не освобождает проектировщика от необходимости знания теоретических основ техники создания микроклимата в помещении и особенностей протекания процессов обработки воздуха в соответствующих аппаратах. Непременным условием качественного проектирования является знание современного оборудования и его возможностей. Особенно актуально стоит вопрос: «Какой ценой может быть обеспечен требуемый микроклимат в помещениях здания?», поэтому основная задача процесса проектирования — достижение экономической эффективности принятых решений, в том числе и направленных на энергосбережение в здании.

Основной целью, которую поставил перед собой автор при подготовке данной книги, является создание систематизированного учебного пособия и практического руководства для проектировщиков, монтажников, наладчиков и специалистов по эксплуатации центральных систем кондиционирования воздуха на основе обобщения зарубежного и отечественного опыта. Отдельные главы книги могут рассматриваться в качестве разделов основного курса «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение» и спецкурса «Энергосбережение в системах кондиционирования воздуха», предусмотренных учебным планом подготовки инженеров по специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция» инженерно-строительных учебных заведений и профильных специальностей других ВУЗов.

В книге отражены теоретические основы и методы проектирования и расчета СКВ, степень и перспектива развития этих систем и оборудования для них. Уделено значительное внимание актуальным вопросам экономии энергии в здании при проектировании и эксплуатации СКВ. Книга содержит также некоторую информацию справочного характера.

Благодарю своих учителей В.Б. Бобовича и А.Г. Егиазарова. Считаю необходимым выразить глубокую благодарность Г.Ю. Горовому, без которого не была бы написана эта книга, и М.И. Бейзману за помощь и поддержку в подготовке книги.

Белова Е.М.

Содержание

Предисловие ... 3
От автора ... 4
ГЛАВА 1 ... 12
История развития техники кондиционирования воздуха ... 13
Развитие холодильной техники ... 13
Развитие и совершенствование оборудования для обработки воздуха ... 15
Развитие и совершенствование гидравлических машин ... 17
Развитие отечественной индустрии кондиционирования воздуха ... 20
Разработка теоретических основ кондиционирования воздуха ... 21
Совершенствование схемных решений систем кондиционирования воздуха ... 24
Требования к системам кондиционирования воздуха ... 27
Комфортные и технологические требования ... 27
Технические требования ... 28
Архитектурно-строительные и конструктивные требования ... 28
Экономические требования ... 29
Производственно-монтажные требования ... 29
Эксплуатационные требования ... 29
Особенности выбора системы кондиционирования воздуха в зданиях различного назначения ... 29
Системы комфортного кондиционирования воздуха ... 30
Кондиционирование воздуха в театрах ... 30
Кондиционирование воздуха в офисных зданиях ... 32
Системы вентиляции и кондиционирования воздуха в жилых зданиях ... 33
Системы технологического кондиционирования воздуха ... 39
Системы кондиционирования воздуха в музеях, библиотеках и архивах ... 41
Системы кондиционирования воздуха в полиграфическом производстве ... 46
Системы кондиционирования воздуха в помещениях автоматических телефонных станций ... 49
Кондиционирование воздуха в пищевом производстве ... 50
Производство хлеба ... 51
Производство кондитерских изделий ... 51
Производство мясных продуктов ... 53
Производство молочных продуктов ... 53
Производство пива ... 54
Хранение и выдержка винных изделий ... 54
Производство чая ... 55
Кондиционирование воздуха в текстильном производстве ... 55
Кондиционирование воздуха в микроэлектронном производстве ... 58
Кондиционирование воздуха в чистых помещениях ... 59
ГЛАВА 2 ... 60
Организационные мероприятия, направленные на энергосбережение ... 61
Технические мероприятия, направленные на энергосбережение ... 65
Факторы, определяющие потребление электроэнергии, теплоты и холода системами отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха ... 66
I. Конструктивные и объемно-планировочные решения ... 67
II. Наружный климат и внутренний микроклимат ... 67
III. Схемные решения СКВ и способы управления ею ... 68
IV. Оборудование ... 71

Аккумулирование теплоты и холода.....72
Основные направления экономии энергии и топлива
в системах обеспечения микроклимата зданий.....74
Расчет эффективности энергосберегающих решений в СКВ.....75
Оценка экономической эффективности регенерации теплоты удаляемого воздуха.....81
Оценка энергетического эффекта использования ВЭР и ВИЭ.....82
Капитальные и эксплуатационные затраты, связанные с использованием ВЭР и ВИЭ.....83
Оценка ежегодной экономии затрат на приобретение топлива (тепловой энергии)
и экономического эффекта использования ВЭР и ВИЭ.....85
ГЛАВА 3.....86
Расчетные параметры микроклимата помещения.....87
Расчетные параметры наружного воздуха.....105
Расчет поступлений теплоты и влаги в помещение.....107
Определение расхода приточного воздуха и минимально
необходимого расхода наружного воздуха.....109
ГЛАВА 4.....116
Требования, предъявляемые к системе воздухораспределения.....117
Способы распределения воздуха в помещении.....118
Перемешивающая вентиляция.....119
Вытесняющая вентиляция.....119
«Распределение воздуха из-под пола».....122
Другие способы распределения воздуха.....124
Теоретические основы расчета воздухораспределения в помещении.....125
Коэффициент воздухообмена.....134
Воздухораспределители.....137
Воздухораспределители для перемешивающей вентиляции.....137
Вентиляционные решетки.....137
Вентиляционные вентили.....140
Диффузоры.....140
Панельные диффузоры.....141
Щелевые воздухораспределители.....144
Вихревые диффузоры.....147
Вихревые регулируемые диффузоры.....148
Сопловые воздухораспределители.....150
Воздухораспределители для вытесняющей вентиляции.....151
Расчет воздухораспределения. Общие положения.....152
Исходные данные для расчета воздухораспределения
и подбора устройств для подачи воздуха.....152
Расчет воздухораспределения при перемешивающей вентиляции.....154
Отечественная методика расчета воздухораспределения.....154
Подача воздуха настилающейся компактной приточной струей
через вентиляционную решетку.....154
Подача воздуха не настилающейся плоской струей.....156
Подача воздуха веерной струей.....157
Методика AHSHRAE выбора типоразмера воздухораспределителя
при подаче охлажденного воздуха.....159
Европейская методика выбора типоразмера воздухораспределителя
и расчета воздухораспределения (Скандинавские страны).....161

Расчет воздухораспределения с использованием диаграмм 163
Расчет воздухораспределения при перемешивающей вентиляции с использованием компьютерной программы 168
Проектирование систем вытесняющей вентиляции 170
Расчет распределения температуры воздуха по высоте помещения 170
Расчет расхода приточного воздуха 173
Проектирование систем вентиляции при распределении воздуха из под пола (UFAD) 176
Расчет уровня звукового давления в помещении в расчетной точке 177
ГЛАВА 5 180
Общие положения 181
Процессы изменения состояния воздуха в центральном кондиционере для теплого периода года 182
Построение процессов обработки воздуха в центральном кондиционере на основе применения прямого и косвенного испарительного охлаждения воздуха в теплый период года 184
Прямое испарительное охлаждение 184
Косвенное испарительное охлаждение 191
Двухступенчатое испарительное охлаждение 193
Построение процессов обработки воздуха в центральном кондиционере с использованием искусственных источников холода для охлаждения наружного воздуха в теплый период года 198
Прямоточная схема с использованием воздухонагревателя второго подогрева 198
Прямоточная схема с управляемым процессом 203
Прямоточная схема с байпасом 207
Схема обработки воздуха с двумя рециркуляциями 210
Схема обработки воздуха с первой рециркуляцией и байпасом или управляемым процессом 214
Процессы изменения состояния воздуха в центральном кондиционере для холодного периода года 218
Прямоточная схема с использованием адиабатного увлажнения воздуха 220
Прямоточная схема с управляемым процессом в блоке адиабатного увлажнения 223
Прямоточная схема с байпасом блока адиабатного увлажнения 226
Прямоточная схема с блоком парового увлажнения 227
Схема обработки воздуха в центральном кондиционере с одной рециркуляцией 230
Схема обработки воздуха в центральном кондиционере с двумя рециркуляциями 233
ГЛАВА 6 247
Центральные однозональные системы 248
Центральные системы кондиционирования воздуха с постоянным расходом воздуха 248
Центральные системы кондиционирования воздуха с переменным расходом воздуха 251
Центральные многозональные системы 253
Центральная система кондиционирования воздуха с зональными поверхностными теплообменниками(температурными доводчиками) 253
Многозональная СКВ с переменным количеством воздуха 258
Двухканальная система кондиционирования воздуха 269
Водовоздушная система кондиционирования воздуха 278
Система кондиционирования воздуха с эжекционными кондиционерами-доводчиками 282
Система кондиционирования воздуха с вентиляторными доводчиками 287

ГЛАВА 7 293
Общие положения 294
Анализ работы центральной системы кондиционирования воздуха при изменении параметров наружного климата 294
Алгоритм функционирования центральной однозональной прямоточной СКВ спортивного зала со вторым подогревом 297
Алгоритм функционирования центральной однозональной прямоточной СКВ спортивного зала с управляемым процессом в блоке адиабатного увлажнения или байпасом и управляемым процессом в водяном воздухоохладителе 300
Алгоритм функционирования системы кондиционирования воздуха с воздуховоздушными поверхностными теплообменниками для регенерации теплоты удаляемого воздуха 304
Алгоритм функционирования центральной однозональной прямоточной СКВ спортивного зала с увлажнением воздуха в блоке парового увлажнения и управляемым процессом в водяном воздухоохладителе 305
Алгоритм функционирования центральной однозональной СКВ с первой рециркуляцией и управляемым адиабатным процессом в оросительной камере для зрительного зала кинотеатра 307
Алгоритм функционирования центральной однозональной СКВ с первой рециркуляцией и управляемым адиабатным процессом в оросительной камере, выполняющей функцию отопления в холодный период года 311
Алгоритм функционирования центральной однозональной СКВ с первой рециркуляцией, управляемым процессом в поверхностном воздухоохладителе, увлажнении воздуха паром для зрительного зала кинотеатра 313
Анализ работы центральной системы кондиционирования воздуха при изменении тепловой и влажностной нагрузки в помещении 315
Выбор технологической схемы обработки воздуха в центральном кондиционере 319
ГЛАВА 8 320
Общие положения 321
Конструктивные элементы центральных кондиционеров 322
Назначение и конструктивные особенности блоков 324
Приемный блок 325
Блоки для распределения и смешивания потоков воздуха 327
Воздушные фильтры 328
Блоки с фильтрами на нагнетании 330
Применение фильтров 332
Воздухонагреватели центрального кондиционера 332
Водяные воздухонагреватели 332
Паровые воздухонагреватели 335
Электрические воздухонагреватели 335
Воздухоохладители центральных кондиционеров 336
Поверхностный водяной воздухоохладитель 337
Воздухоохладитель фреоновый (испаритель непосредственного расширения) 338
Блоки увлажнения 343
Способы увлажнения воздуха 343
Камера орошения 347
Блок сотового увлажнения 349
Блок парового увлажнения 354
Блок увлажнения с воздушно-водяным распылением 360

Блок увлажнения с водяным распылением 366
Ультразвуковые увлажнители воздуха 371
Осушение воздуха в центральных кондиционерах 375
Теплообменники для утилизации и регенерации теплоты 379
Пластинчатые воздуховоздушные теплообменники 379
Теплообменные блоки с тепловыми трубками 387
Водовоздушные и паровоздушные теплообменники 388
Контактные теплообменники 388
Системы утилизации или регенерации теплоты с промежуточным теплоносителем 389
Система регенерации теплоты с промежуточным теплоносителем с рекуперативными теплообменниками в потоках удаляемого и приточного воздуха 390
Система регенерации теплоты с промежуточным теплоносителем с контактными теплообменниками в потоках удаляемого и приточного воздуха 392
Регенеративные теплообменники 397
Выбор типа теплообменника и схемы утилизации и регенерации теплоты 399
Вентиляторный блок 403
Блок шумоглушения 408
Многозональные блоки 409
ГЛАВА 9 410
Выбор типоразмера центрального кондиционера 411
Расчет функциональных блоков центрального кондиционера 413
Воздухонагреватели и воздухоохладители 413
Расчет воздухонагревателя центрального кондиционера 417
Проверка возможности замерзания теплоносителя в воздухонагревателе 421
Расчет воздухоохладителя центрального кондиционера 423
Камера орошения для реализации политропных процессов обработки воздуха 426
Методики расчета политропных камер орошения 428
Блоки увлажнения центральных кондиционеров 432
Адиабатные камеры орошения 432
Блок сотового увлажнения 438
Блок парового увлажнения 441
Блоки воздушно-водяного и водяного распыления 443
Блок ультразвукового увлажнения 445
Блоки с фильтрами 446
Блоки регенерации теплоты удаляемого воздуха 448
Поверочный расчет рекуперативных теплообменников 453
Расчет контактных теплообменников 461
Расчет системы регенерации теплоты с промежуточным теплоносителем с двумя рекуперативными теплообменниками (СУТПТ) 461
Подбор вентиляционного агрегата 466
Подбор центрального кондиционера с помощью компьютерной программы 472
ГЛАВА 10 473
Основные положения выбора схемы тепло- и холодоснабжения поверхностных теплообменников 474
Теплоснабжение 475
Теплоснабжение воздухонагревателей первого подогрева 475
Теплоснабжение воздухонагревателей второго, местного и зонального подогрева 484
Холодоснабжение 486

Показатели эффективности работы холодильных машин 486
Холодоснабжение водяных поверхностных воздухоохладителей 487
Водоохлаждающие холодильные машины 488
Типология чиллеров CLIVET 488
Энергосберегающие чиллеры 493
Чиллеры для небольших зданий серии ELFO ENERGY 494
SPIN чиллеры 499
Чиллеры со свободным охлаждением 507
Температурный режим работы холодильной машины 513
Подбор холодильной машины 515
Подбор чиллера 516
Холодоснабжение поверхностных воздухоохладителей прямого расширения 520
Типология компрессорно-конденсаторных блоков CLIVET 520
Подбор фреонового воздухоохладителя и компрессорно-конденсаторного блока 524
Подбор насоса и расширительного бака 528
Подбор аккумулирующего бака 530
Водоснабжение 531
Химические и физические показатели качества воды 532
Биологические характеристики качества воды 534
Способы водоподготовки в системах кондиционирования воздуха 535
ГЛАВА 11 540
Общие положения 541
Анализ стандартных схем автоматического регулирования
центральных систем кондиционирования воздуха 549
Основные принципы составления функциональной схемы автоматического регулирования 556
Управляющие воздействия в аппаратах обработки воздуха центрального кондиционера 559
Поверхностные воздухоохладители и воздухонагреватели 559
Смесительные блоки 564
Вентиляторы и насосы 564
Изменение характеристик сети 564
Ступенчатое регулирование 565
Изменение характеристики сети и нагнетателя 567
Изменение числа оборотов рабочего колеса 567
Блоки увлажнения 575
Камера орошения 575
Блок сотового увлажнения 575
Блок парового увлажнения 576
Блок увлажнения с форсунками тонкого распыла с использованием сжатого воздуха 576
Блок увлажнения с форсунками тонкого распыла высокого давления 577
Блок ультразвукового увлажнения 577
Регулирующие клапаны, устанавливаемые на трубопроводах 578
Расчет и подбор регулирующего клапана на трубопроводах 579
Воздушные регулирующие клапаны 587
ГЛАВА 12 591
Общие положения по монтажу, вводу в эксплуатацию и обслуживанию
блоков центрального кондиционера, требования по технике безопасности 592
Монтаж центрального кондиционера 593
Монтаж блоков увлажнения 596

Блок увлажнения форсуночного типа....597
Монтаж блока сотового увлажнения....599
Монтаж блока парового увлажнения....599
Монтаж вентиляторного блока....600
Электрические подключения....600
Монтаж поверхностных теплообменников....604
Монтаж парового воздухонагревателя....606
Монтаж фреонового воздухоохладителя....607
Монтаж электрического воздухонагревателя....608
Монтаж фильтров....609
Монтаж системы отвода неиспользованной воды или конденсата....609
Монтаж блоков регенерации теплоты....611
Монтаж воздуховодов....613
Испытание и наладка центральной системы кондиционирования воздуха....613
Общие положения....613
Испытание системы тепло-холодоснабжения....615
Испытания систем кондиционирования воздуха....616
Наладка систем кондиционирования воздуха....616
Пуск и наладка функциональных блоков центрального кондиционера....617
Обслуживание центрального кондиционера....629
Обслуживание приемного и приемно-смесительного блока....629
Обслуживание воздушных фильтров....629
Обслуживание водяных и фреоновых теплообменников, теплообменников блока регенерации теплоты....630
Обслуживание камеры орошения....631
Обслуживание блока сотового увлажнения....632
Обслуживание блока увлажнения с форсунками тонкого распыла....633
Обслуживание блока парового увлажнения....633
Обслуживание вентиляторов....633
Неисправности в работе центрального кондиционера....634
Возможные отклонения от нормальной работы центрального кондиционера и их причины....634
Список литературы....636

ГЛАВА 1



Кондиционирование воздуха в зданиях различного назначения

История развития техники кондиционирования воздуха 13
Развитие холодильной техники 13
Развитие и совершенствование оборудования для обработки воздуха 15
Развитие и совершенствование гидравлических машин 17
Развитие отечественной индустрии кондиционирования воздуха 20
Разработка теоретических основ кондиционирования воздуха 21
Совершенствование схемных решений систем кондиционирования воздуха 24
Требования к системам кондиционирования воздуха 27
Комфортные и технологические требования 27
Технические требования 28
Архитектурно-строительные и конструктивные требования 28
Экономические требования 29
Производственно-монтажные требования 29
Эксплуатационные требования 29
Особенности выбора системы кондиционирования воздуха в зданиях различного назначения 29
Системы комфортного кондиционирования воздуха 30
Кондиционирование воздуха в театрах 30
Кондиционирование воздуха в офисных зданиях 32
Системы вентиляции и кондиционирования воздуха в жилых зданиях 33
Системы технологического кондиционирования воздуха 39
Системы кондиционирования воздуха в музеях, библиотеках и архивах 41
Системы кондиционирования воздуха в полиграфическом производстве 46
Системы кондиционирования воздуха в помещениях автоматических телефонных станций 49
Кондиционирование воздуха в пищевом производстве 50
Производство хлеба 51
Производство кондитерских изделий 51
Производство мясных продуктов 53
Производство молочных продуктов 53
Производство пива 54
Хранение и выдержка винных изделий 54
Производство чая 55
Кондиционирование воздуха в текстильном производстве 55
Кондиционирование воздуха в микроэлектронном производстве 58
Кондиционирование воздуха в чистых помещениях 59

История развития техники кондиционирования воздуха

Кондиционирование воздуха — создание и автоматическое поддержание в закрытых помещениях заданных параметров воздуха (температуры, относительной влажности, чистоты, скорости движения) с целью обеспечения оптимальных метеорологических условий, наиболее благоприятных для самочувствия людей, ведения технологического процесса, обеспечения сохранности ценностей культуры.

История развития кондиционирования воздуха неразрывно связана с историей развития всего человечества: формирование и рост капиталистического производства, войны в борьбе за передел территории, сферы влияния и подготовка к ним. Развитие систем кондиционирования воздуха в гражданских и жилых зданиях неразрывно связано с историей архитектуры. В Англии, Франции, Германии и США прообразы систем кондиционирования воздуха появились еще в конце XIX в., а первые системы кондиционирования воздуха — в начале XX в. Развитию этой отрасли способствовали требования к микроклимату для технологических процессов растущего капиталистического производства (полиграфическое, текстильное) в условиях промышленной конкуренции. Комфортные системы кондиционирования воздуха получили широкое распространение после Второй мировой войны, хотя первые системы, обеспечивающие комфортные условия для людей, появились еще в начале XX в. Основы для развития техники кондиционирования воздуха были заложены в XIX в.: изобретение холодильных машин, вентиляторов, электродвигателей. Но именно XX в. по праву считается веком кондиционирования воздуха, так как к этому периоду относятся основные технические изобретения, научные результаты в этой области, развитие и техническое совершенствование холодильных машин, механических систем вентиляции и кондиционирования воздуха, и, что самое главное, сращивание научных теорий, описывающих процессы изменения состояния влажного воздуха при его обработке, процессы движения рабочих сред и т. д. с техническими инженерными решениями и образование научно обоснованного и технически реализуемого кондиционирования воздуха. Кондиционирование воздуха стало жизненно важной и неотъемлемой частью существования человечества.

Развитие техники кондиционирования воздуха проходило параллельно в нескольких направлениях:

— создание и совершенствование агрегатов для искусственного получения холода;
— создание и совершенствование оборудования для обработки воздуха (теплообменники для охлаждения, осушения, увлажнения) и перемещения воздуха и жидкостей (вентиляторы и насосы);
— разработка теоретических основ: термодинамика жидкостей и газов, теории тепло- и массообмена, автоматического регулирования; создание и совершенствование методов описания физических процессов и расчета отдельных элементов системы кондиционирования воздуха;
— совершенствование схемных решений систем кондиционирования воздуха для зданий различного назначения.

Развитие холодильной техники

Естественное охлаждение воздуха как самопроизвольная передача теплоты окружающей среде (воздуху, воде, грунту) может быть использовано только в холодное время года. В теплый период года, когда потребность в охлаждении наиболее велика, применяют искусственные способы охлаждения. При этом могут использоваться как природные источники холода, например артезианская вода и лед, так и искусственные источники холода — холодильные машины. Первые установки использования льда для целей кондиционирования воздуха работали еще в XIX в. Фредерик Тьюдор, известный как «Ледовый король мира», впервые в Бостоне использовал природный лед для

охлаждения воздуха. Принцип работы такой установки основан на аккумулировании естественного холода: водный лед заготавливают зимой, чтобы в летнее время использовать для охлаждения. Впоследствии стали получать искусственный лед с помощью холодильных машин. Первые заводы по выработке искусственного льда появились в 1865 и 1867 гг. в Сан Антонио в Техасе (США). Теплота плавления льда составляет 336 кДж/кг. Лед таял в специальных танкерах, охлаждая разбрызгиваемую по ледяной поверхности талую воду; собирающаяся в поддоне танкера талая вода забиралась насосом и прогонялась через воздухоохладитель. В 1936 г. подобная установка была запроектирована А. А. Гоголиным для охлаждения воздуха льдом в кафе Главхладопрома в Москве на улице Горького. Применение льда для кондиционирования воздуха оказалось невыгодно по сравнению с прямым использованием холодильных машин.

Принцип получения искусственного холода в холодильных машинах основан на простых физических процессах изменения фазового и термодинамического состояния рабочих веществ с определенными теплофизическими свойствами: испарение, конденсация, расширение и сжатие. Рабочие вещества, используемые в холодильной технике, называют холодильными агентами. В парокомпрессионной холодильной машине сжатие холодильного агента осуществляется в компрессоре, для чего используется механическая энергия. В пароэжекторных и абсорбционных холодильных машинах в качестве источника внешней энергии используют вторичную теплоту — горячую воду, пар, отходящие газы, имеющие температуру выше температуры окружающей среды. После конденсации паров рабочего вещества его давление должно быть снижено до давления испарения, что возможно осуществить путем адиабатного расширения в детандере или дросселирования в капиллярной трубке или терморегулирующем вентиле. Над созданием первых холодильных машин работали многие изобретатели, инженеры и ученые. Английский физик и химик Бойль и немецкий физик Герике в конце XVII в. установили, что вода в разряженном пространстве при давлении ниже атмосферного испаряется при низких температурах. В 1777 г. Нерн показал, что в условиях вакуума вода замерзает, если удалять образующиеся водяные пары (пары поглощались серной кислотой). Эти открытия позволили англичанину Лесли построить в 1810 г. первую машину для производства искусственного льда из воды.

Холодильные машины стали применяться на практике, когда вместо воды были найдены более эффективные рабочие вещества. В 1834 г. английский врач Перкинс построил холодильную машину, работающую на этиловом эфире, использование которого позволило получить низкие температуры при давлениях более высоких, чем при использовании воды. Машина Перкинса была прообразом современной парокомпрессионной холодильной машины. Она состояла из сосуда, в котором кипел вследствие подвода теплоты от внешней среды эфир (испаритель), насоса (компрессор), сжимающего и направляющего пары эфира в змеевик (конденсатор), в котором при более высоком давлении и более высокой температуре происходила конденсация паров. Сконденсировавшийся жидкий эфир через специальный дроссельный вентиль направлялся в сосуд, где кипел при низкой температуре. В 1871 г. Телье построил машину, работающую на метиловом эфире. В 1872 г. Бойлю был выдан патент на аммиачную холодильную машину. В 1881 г. Линде одновременно с Видхаузеном построил углекислотную холодильную машину.

В 1893 г. в жилом доме в городе Франкфурт-на-Майне впервые была применена установка комфортного кондиционирования воздуха с компрессионной аммиачной холодильной машиной. Аммиак до сих пор используется в качестве хладоагента, так как работает при достаточно низких температурах кипения до –30°С, не очень высокой температуре конденсации до 40°С и разности давлений конденсации и испарения 1,2 МПа, в промышленных установках охлаждения. Он является вредным газом, поэтому не применяется в жилых и гражданских зданиях Большие размеры тихоходных аммиачных холодильных машин, а также требование отдельного помещения из-за ядовитости аммиака для ее размещения обусловили применение этих машин только для получения промышленного холода.

В 1845 г. американец Д. Гори изобрел газовую (воздушную) холодильную машину, работа которой основывалась на том, что предварительно сжатый и охлажденный окружающей средой воздух расширялся в специальной машине-детандере, при этом температура воздуха понижалась.

В 1884 г. был запатентован принцип пароэжекторной холодильной машины. Первую пароэжекторную холодильную машину сконструировал Леблан в 1919 г.

В 1862 г. Каре предложил абсорбционную холодильную машину, основанную на поглощении пара аммиака слабым водоаммиачным раствором с последующим выпариванием аммиака из раствора при помощи источника низкопотенциальной теплоты (горячие газы, пары). В 1946 г. появилась бромисто-литиевая абсорбционная холодильная машина, в которой в качестве хладоагента использовалась вода, а в качестве абсорбента — водный раствор соли бромистого лития.

В 1931 г. получен безвредный по сравнению с аммиаком хладоагент — фреон R12. Это привело к созданию небольших агрегатированных автономных кондиционеров для жилых и гражданских зданий.

Первыми аммиачными компрессорами были поршневые: простого или двойного действия. Они приводились в действие поршневыми паровыми машинами, и число оборотов компрессора обычно было меньше 150 оборотов в минуту. С появлением электродвигателей и быстроходных двигателей внутреннего сгорания они стали применяться в поршневых компрессорах, что позволило увеличить число оборотов. В 1935 г. шведский инженер А. Лисхольм получил патент на конструкцию винтового компрессора, в основе которой лежал профиль зубьев и зацепление винтов. В 1949 г. в России были созданы методики расчета винтовых компрессоров и инструменты для изготовления винтов, а в 1952 г. — изготовлены первые образцы воздушных и газовых винтовых машин; последние работали с впрыском в рабочее пространство воды и других жидкостей. В конце 1950-х — начале 1960-х гг. появились винтовые компрессоры, работающие с впрыском масла. Идея спиральных компрессоров была известна более 100 лет, но реализовать ее и довести до промышленного производства и широкого применения удалось только в 80-е гг. XX в. Причина та же, что и при разработке винтовых компрессоров — отсутствие достаточно точного оборудования для изготовления такой формы деталей, как спирали.

Развитие и совершенствование оборудования для обработки воздуха

Параллельно с разработкой и совершенствованием холодильных машин происходило развитие оборудования для обработки воздуха (теплообменники для охлаждения, осушения, увлажнения) и перемещения воздуха и жидкостей (вентиляторы и насосы).

Во многих случаях повышенная относительная влажность воздуха в помещении приводит к накоплению в ограждающих конструкциях влаги, что вызывает их повреждение и разрушение в условиях отрицательных температур наружного воздуха, пониженная относительная влажность воздуха способствует электризации гигроскопичных материалов. Она также неблагоприятно сказывается на хранении материалов и изделий, следствием чего является коррозия металлических изделий, плесень на текстильных материалах и мехах, потеря окраски и появление пятен на упаковках и готовой продукции, слеживание сыпучих пищевых продуктов, разрушение музейных экспонатов и книг в хранилищах. Поддержание заданного значения относительной влажности воздуха в помещениях со значительными влаговыделениями (плавательные бассейны, бани, прачечные, моечные, подвальные помещения с плохой гидроизоляцией, влажные цеха текстильной промышленности, цеха полиграфической промышленности, гальванические цеха, водохозяйственные и гидротехнические помещения, склады материалов, чувствительных к изменению относительной влажности воздуха, зоомагазины и т.д.) вызывает необходимость осушения наружного воздуха в теплое время года, а иногда, по требованию технологического процесса, и круглогодично.

В холодное и переходное время года возникает необходимость в увлажнении наружного воздуха для доведения его до состояния приточного, иногда это требуется для технологического процесса и круглогодично. Для увлажнения воздуха используются: способ механического распыления воды в

потоке воздуха, способ, основанный на испарении воды со смоченной поверхности, способ образования тумана путем введения насыщенного пара в поток воздуха, способ создания тумана с использованием ультразвуковых колебаний. К устройствам механического распыления относятся: форсуночные камеры орошения, камеры орошения с воздушно-водяным распылением, камеры орошения с водяным распылением под высоким давлением.

Первое устройство для поддержания заданного значения относительной влажности воздуха путем его осушения было изобретено в 1902 г. Уиллисом Кэрриером по заказу полиграфической фирмы в городе Бруклине. Полиграфист никак не мог напечатать цветное изображение приличного качества, поскольку изменяющаяся температура и относительная влажность воздуха в помещении цеха вызывали изменение размеров бумажного листа и смещение красок при многоцветной печати. Это устройство представляло собой оросительную камеру форсуночного типа, в которой распылялась холодная вода. При контакте воздуха с холодной водой содержащиеся в воздухе водяные пары конденсировались, и воздух осушался. Кэрриер проводил эксперименты в течение 1902–1903 гг.: использовал раствор хлористого кальция вместо чистой воды, режим рециркуляции чистой воды в оросительной камере. Это позволило ему выяснить, что при контакте воздуха с водой в зависимости от значения ее начальной температуры, возможно осушать или увлажнять воздух, а при контакте воздуха с раствором хлористого кальция (абсорбента) интенсивность осушения выше по сравнению с чистой водой. В сентябре 1904 г. Кэрриер получил патент на «Устройство для обработки воздуха», а в мае 1907 г. — на «Устройство для контроля состояния воздуха методом «точки росы»». Компания «Buffalo Forge», в которой работал Кэрриер, начала производить оросительные форсуночные камеры в 1905 г. Последующие два десятилетия изобретение Кэрриера, позволившее на научной основе регулировать температуру и относительную влажность воздуха внутри помещений, применялось для создания требуемых условий для технологических процессов и оборудования. Южные текстильные фабрики США были первыми, где использовалась новая система Кэрриера. Недостаточная относительная влажность воздуха на хлопкоперерабатывающей фабрике в Белмонте, штат Новая Каролина, создавала повышенную электризацию в помещении, делающую волокна хлопка рыхлыми и плохо поддающимися обработке. Система кондиционирования воздуха Кэрриера позволила увеличить и стабилизировать относительную влажность воздуха и повысила качество хлопкового волокна. Первая система обработки воздуха Кэрриера за пределами США была использована в Японии в 1907 г. для шелковой фабрики в Йокогаме.

Для описания процессов изменения состояния воздуха, в том числе и при контакте его с водой, потребовалась разработка соответствующих разделов термодинамики и теории тепло- и массообмена. В 1911 г. Кэрриер опубликовал психрометрическую диаграмму влажного воздуха t-x (температура по сухому термометру — влагосодержание). В 1915 г. Карриер вместе с друзьями создает компанию «Carrier Engineering Company» для производства оборудования кондиционирования воздуха, позволяющего контролировать температуру и относительную влажность воздуха в производственных помещениях. В текстильной, химической, фармацевтической, пищевой промышленности поддержание постоянной температуры и относительной влажности воздуха позволило существенно увеличить качество производимой продукции и объемы производства. Естественно, недостатка в клиентах новая компания не испытывала. Таким образом, Кэрриер был первым, кто создал научные основы, разработал аппарат для обработки воздуха, внедрил свои разработки в производство и организовал бизнес. Именно поэтому его считают отцом кондиционирования воздуха, а изобретение форсуночной оросительной камеры — началом истории развития техники кондиционирования воздуха. В 1923 г. фирмой Кэрриера был разработан турбокомпрессорный холодильный агрегат (центробежный компрессор) на дихлорэтилене, значительно сокративший размеры холодильных установок.

Первая установка оборудования «Carrier» в нашей стране датирована 1937 г.: этот центральный кондиционер работал до недавнего времени в Российском государственном телевизионном комплексе.

В России одной из первых установок кондиционирования воздуха, предназначенной для поддержания заданного значения относительной влажности воздуха, было оборудовано здание архива Государственного Совета (С.-Петербург, инженер С. Б. Лукашевич). В 1910–1912 г. для здания Нового Эрмитажа в С.-Петербурге была запроектирована и смонтирована в нем установка кондиционирования воздуха с использованием форсуночной оросительной камеры для адиабатного увлажнения воздуха (инженер Н. П. Мельников).

Установки местного увлажнения воздуха (адиабатное увлажнение) стали применяться на текстильных и табачных фабриках в СССР в 30-е гг. XX в. Широкое распространение на текстильных фабриках получила система пневматического увлажнения воздуха отечественных инженеров Зимина-Зотикова и американская автоматическая система «Райко». Вода и сжатый воздух в определенных количественных соотношениях и при определенных давлениях подавалась по двум независимым трубопроводам к форсунке. Специальная конструкция форсунки с использованием эффекта эжекции высокоскоростным потоком сжатого воздуха низкоскоростного потока воды обеспечивала тонкое распыление воды с размером капель 5–8 мкм, благодаря чему распыляемая вода в воздухе практически полностью испарялась. В системе Зотикова вода к форсункам его конструкции подавалась из бака с постоянным уровнем воды, не выше отверстия форсунок; в системе «Райко» вода подавалась под давлением не менее 1,6–1,8 ати. Основным преимуществом системы «Райко» по сравнению с системой Зотикова являлось отсутствие водяных баков и автоматический контроль относительной влажности воздуха с помощью регулирующих клапанов на сжатом воздухе.

Для увлажнения воды в центральных установках кондиционирования воздуха стали использовать камеры орошения форсуночного типа с форсунками грубого распыла, минимальный диаметр выходного отверстия которых выбирался из условия незасоряемости форсунок. Наиболее зарекомендовали себя форсунки Н. Григорьева-Поляка «Рефтон» и форсунка Шликка. В конструкции последней форсунки предусмотрен подвижный шпиндель, имеющий на конце утолщение в виде грибка для регулирования прикрытия выходного отверстия форсунки. Это обеспечивало регулирование расхода воды и прочистку форсунки в случае ее засорения, не выключая подачи воды. Для охлаждения и осушения воздуха в СССР первоначально использовали насадочные контактные аппараты с кольцами Рашига, где воздух контактировал с пленкой холодной воды, образующейся при орошении насадки на ее поверхности. При глубоком охлаждении и осушении воздуха требовались высокие значения коэффициента орошения и значительный объем насадки, была большая вероятность «захлебывания» насадки водой. В США для охлаждения и осушения воздуха использовали форсуночные камеры. В СССР в послевоенные годы стали использовать разработанные ВНИИ «Кондиционер» форсуночные камеры орошения с форсунками грубого распыла для охлаждения и осушения воздуха, а также для испарительного нагревания воздуха. В настоящее время для охлаждения и осушения воздуха предпочитают использовать поверхностные воздухоохладители — водовоздушные теплообменники, в трубках которых протекает холодная вода. Для адиабатного увлажнения воздуха используют форсуночные камеры орошения и блоки сотового увлажнения, последние относятся к аппаратам контактного типа с орошаемой насадкой.

Принцип системы пневматического увлажнения воздуха применяют в настоящее время в современных блоках увлажнения для реализации адиабатных процессов охлаждения и увлажнения воздуха.

Развитие и совершенствование гидравлических машин

Развитие гидравлических машин, без которых невозможна работа кондиционера, — насосов, вентиляторов, компрессоров — было связано с потребностью развивающего капиталистического производства. Изобретение первых центробежных насосов относят примерно к 1700 г., однако они не нашли широкого применения ввиду крайнего несовершенства конструкции и низкого коэффициента полезного действия (к. п. д.). Первый центробежный вентилятор был разработан русским

инженером А. А. Саблуковым в 1832 г. Он представлял собой круглый кожух с двухсторонним всасыванием и колесом, снабженным четырьмя прямыми лопатками. В 1835 г. этот вентилятор был применен для проветривания Чагирского рудника на Алтае и после этого получил широкое распространение в России и за границей. Позже А. А. Саблуков изобрел и применил для проветривания каменноугольных выработок осевой вентилятор, а в 1840 г. приспособил свои вентиляторы для подъема воды, то есть изобрел центробежный и осевой насосы («водогоны»). Известный гидродинамик О. Рейнольдс (Англия) первый предложил спиральную камеру насосов вместо цилиндрической, что существенно увеличило к. п. д. центробежных насосов и вентиляторов.

Основы теории лопастных машин были заложены членом Российской Академии наук Леонардом Эйлером еще в 1754 г. Он получил уравнение теоретического давления, развиваемого лопастным нагнетателем, впоследствии названное его именем. Профессор Н. Е. Жуковский, имя которого связано с историей развития отечественной авиации, является создателем теории осевых нагнетателей. Незадолго до смерти он создал Центральный аэрогидродинамический институт (ЦАГИ). Его последователи и ученики — И. И. Куколевский, Г. Ф. Проскура, К. А. Ушаков, В. И. Поликовский и др. — проводили исследования центробежных вентиляторов и их работы в сети, создали метод расчета, получивший имя ЦАГИ, который давал надежные результаты для распространенных в то время машин. На основании исследований 1941–1950 гг. были разработаны новые центробежные вентиляторы с лопатками, загнутыми назад, у которых максимальное значение к. п. д. достигало 80%. Эти вентиляторы широко использовались и заменили вентиляторы с лопатками, загнутыми вперед, имевшие распространение в 1931–1940 гг., так как максимальный к. п. д. последних не превышал 70%. Дальнейшие систематические исследования проводились в ЦАГИ, в Московском отделении Центрального котлотурбинного института им. И. И. Ползунова (ЦКТИ), в Государственном тресте по организации и рационализации районных электрических станций и сетей (ОРГРЭС), в Институте горной механики и технической кибернетики им. М. М. Федорова (ИГМ и ТК), и за рубежом Пфляйдерером, Цейнером, Стодолом, Шиплеем, Экком и др. Эти исследования подготовили следующий шаг в усовершенствовании аэродинамических схем центробежных вентиляторов. В 1955–1960 гг. были разработаны новые схемы центробежных вентиляторов с сильно загнутыми назад листовыми и профильными лопатками. Такие вентиляторы имеют к. п. д., достигающий 85–88%, и широко используются в настоящее время. В последние годы в системах вентиляции широкое распространение получили канальные вентиляторы. Последняя конструкция канального вентилятора представляет собой центробежный вентилятор со свободно расположенным рабочим колесом без кожуха, который применяется в центральных кондиционерах.

При разработке конструкций насосов и компрессоров отечественные инженеры использовали опыт США, Германии и других промышленно развитых стран.

Для вращения рабочего колеса вентиляторов и насосов, первоначально использовалась ручная сила, затем энергия воды и пара, в том числе и для компрессоров, и только в начале XX в. в связи с открытиями и изобретениями в области электротехники стали использовать электродвигатели. XX в. называют также веком электричества. Ни один кондиционер, холодильная машина, насос и вентилятор не могут работать без электродвигателя. Известны работы зарубежных и русских изобретателей в создании первых источников электрического света, электродвигателей и установок для передачи электрической энергии, без которых невозможно было осуществить кондиционирование воздуха.

В 1831 г. английский физик Майкл Фарадей, анализируя результаты опытов датского физика Х. К. Эрстеда, пришел к открытию явления электромагнитной индукции. Исследование Фарадея и работы русского академика Э. Х. Ленца, сформулировавшего закон, по которому можно было определить направление электрического тока, возникающего в результате электромагнитной индукции, дали возможность создать первые электромагнитные генераторы и электродвигатели. Вначале электрогенераторы и электродвигатели развивались независимо друг от друга как две совершенно разные

машины. В 1833 г. Э. Х. Ленц установил закон обратимости электрической машины: если ее присоединить к двигателю и раскрутить, машина станет генератором электроэнергии; если подключить к источнику тока — будет работать как электродвигатель. Вместе с Э. Х. Ленцем русский изобретатель-электротехник Б. С. Якоби исследовал действие электромагнитов и написал первый в мире труд по теории электрических машин постоянного тока. В 1834 г. Б. С. Якоби изобрел и построил первый электродвигатель — машину, превращающую в работу энергию электрического тока.

Промышленные электрические машины начали выпускаться в 1860–1870 гг., чему предшествовал 30-летний период их разработки после фундаментальных открытий М. Фарадея. Исторически первыми появились машины постоянного тока, промышленное освоение которых началось после изобретения замкнутой обмотки кольцевого якоря (А. Пачинотти, З. Грамм) и электромагнитного возбуждения (В. Сименс). Примерно до 1890 г. была эра машин постоянного тока, хотя началось освоение и машин переменного тока. Соперничество между постоянным и переменным током продолжалось много лет. В начале 80-х гг. XIX в. развитие промышленности и концентрация производства все более настоятельно требовали создание нового двигателя, более совершенного, чем широко распространенная паровая машина. Строительство электростанций вблизи месторождений угля или на реках с большим падением воды, а фабрик — поближе к источникам сырья требовало передачи огромного количества электроэнергии на значительные расстояния. Такая передача была бы целесообразна лишь при напряжении в десятки тысяч вольт, которое было невозможно получить в генераторах постоянного тока. Первоначально использовали генератор постоянного тока и трансформатор. Появилась необходимость в разработке для потребителей электродвигателей переменного тока.

В середине 80-х гг. XIX в. создать электродвигатели переменного тока пытались многие физики и инженеры: Бейли (1879 г.), Марсель Депре (1883 г), Бредли (1887 г.), Венстром, Хазельвандер и др., однако их электродвигатели были либо громоздки и неэкономичны, либо сложны и ненадежны. Принцип построения простых экономичных и надежных электродвигателей переменного тока был найден практически одновременно итальянским инженером Г. Феррарисом и американским инженером, сербом по происхождению, Н. Теслой. Используя принцип вращающегося магнитного поля, заставляющего вращаться обмотку статора, Н. Тесла построил специальный источник двухфазного тока (двухфазный генератор) и такой же двухфазный электродвигатель. В своих патентных заявках он упоминал о многофазных токах и возможности их применения. Финансовая поддержка Д. Вестингхауза позволила начать промышленное производство двухфазных асинхронных двигателей.

Почти в то же время, а именно 18 марта 1888 г., в Туринской Академии наук Г. Феррарис сделал доклад «Электродинамическое вращение, произведенное с помощью переменных токов». В нем он рассказал о своих опытах и пытался доказать, что нецелесообразно использовать переменные магнитные поля для практических целей из-за низкого значения коэффициента полезного действия, который у него ошибочно получился очень низким. Доклад Феррариса опередил сообщение Н. Теслы в Американском институте электроинженеров. Но заявка, поданная для получения патента еще в октябре 1887 г., свидетельствует о несомненном приоритете Н. Теслы перед Г. Феррарисом. Заслуга Н. Теслы заключается в том, что, несмотря на множество препятствий и скептическое отношение к переменному току, он практически доказал целесообразность применения многофазного тока.

Решающее влияние на борьбу систем постоянного и переменного тока оказали предложенные М. О. Доливо-Добровольским система трехфазного тока (1889 г.) и трехфазный асинхронный двигатель (1890 г.). М. О. Доливо-Добровольский родился в России, где провел юношеские годы. После окончания обучения в Дармштадском техническом училище работал в Германии. Им была разработана система трехфазного переменного тока. Эта система включала гидроэлектростанцию в Лауфене, на которой был установлен трехфазный генератор мощностью около 190 кВт с повышающей подстанцией, и понижающую подстанцию во Франкфурте. В середине 1891 г. было закончено сооружение 175-киллометровой линии передачи электроэнергии от водопада на реке Неккар

вблизи Лауфена на выставку в город Франкфурт-на-Майне. 25 августа на этой выставке впервые загорелось около 1 000 электрических ламп накаливания, а 12 сентября был включен асинхронный двигатель трехфазного тока, приводивший в действие насос для подачи воды к декоративному водопаду. Испытания линии передачи и всей системы, проведенные международной комиссией в октябре 1891 г., показали, что возможно и экономически целесообразно применять систему трехфазного переменного тока. Эти изобретения особенно четко выявили преимущества системы переменного тока в производстве электроэнергии, передаче электроэнергии на большие расстояния при повышенном напряжении (с повышением напряжения в начале линии передачи и снижением его в конце линии с помощью трансформатора), преобразовании электрической энергии в механическую с помощью дешевых и надежных асинхронных двигателей.

Начало XX в. ознаменовано победой системы переменного тока, несмотря на то, что машины постоянного тока тоже были усовершенствованы: появились добавочные полюса и компенсационная обмотка. Асинхронные двигатели переменного тока приводят во вращение компрессоры, вентиляторы, насосы и т. п. Однако и электродвигатели постоянного тока не были вытеснены окончательно. Они оказались необходимы там, где требуется регулирование скорости вращения в широких пределах, и в последние годы интерес к ним значительно вырос.

В 20-е годы XX в. появились ртутные выпрямители, с которыми связаны первые попытки заменить коллекторные двигатели постоянного тока бесколлекторными машинами переменного тока, работающими от статических преобразователей частоты. Появляются первые схемы вентильных двигателей, разрабатывается теория частотного регулирования, в которую большой вклад внесли такие советские ученые, как М. П. Костенко, Д. А. Завалишин, Б. Н. Тихменев, А. А. Булгаков, Е. Л. Этингер и др. Однако статические преобразователи на ионных вентилях — игнитронах и тиратронах — оказались очень сложными и ненадежными в работе, и их серийное производство не удалось наладить ни одной компании в мире. Применение ртутных выпрямителей также было ограниченным из-за сложности эксплуатации и необходимости соблюдения строгих мер безопасности от возможного отравления ртутью.

В 1955–1958 гг. появились мощные полупроводниковые вентили — диоды и тиристоры, практически вытеснившие ртутные выпрямители. Они были надежными и почти не нуждались в обслуживании. Появление тиристоров создало предпосылки для замены двигателей постоянного тока бесколлекторными, и возродило мечту о частотном регулировании асинхронных и синхронных двигателей. Однако и тиристорные преобразователи частоты существенно увеличили стоимость электродвигателя, уменьшили его надежность, увеличили шум. Электродвигатель с частотным регулированием получил распространение только после создания следующего поколения полупроводниковых вентилей — мощных силовых транзисторов и других полностью управляемых вентилей.

Развитие отечественной индустрии кондиционирования воздуха

Начиная с 1930 г., в связи с индустриализацией СССР, установками кондиционирования воздуха оборудуются предприятия точного машиностроения, пищевой, полиграфической, радиоэлектронной, тяжелой промышленности (пульты управления печей, станков, кабин крановщиков). До 1955 г. отсутствовало серийно выпускаемое оборудование, установки кондиционирования воздуха разрабатывались по индивидуальным проектам и, как следствие, имели высокую стоимость. В 1938 г. под руководством Н. С. Ермолаева для Дворца съездов в Москве были разработаны проекты кондиционеров, но работы по их реализации были приостановлены в начале Великой Отечественной войны. После окончания войны продолжением этих работ стало проектирование систем кондиционирования воздуха в высотных зданиях Москвы и разработка и выпуск для них центральных кондиционеров, в частности в зданиях МГУ на Ленинских горах под руководством Т. А. Мелик-Аракеляна. К этому же времени относятся создание единичных центральных установок кондиционирования воздуха в Ленинграде.

В 1956–1957 гг. в НИИСТО под руководством Е. Е. Карписа разработана серия типовых центральных кондиционеров, а Харьковский машиностроительный завод «Кондиционер» начал серийный выпуск центральных кондиционеров из типовых секций производительностью 10, 20, 40 и 60 тыс. м/час, а также нескольких типоразмеров местных агрегатов производительностью от 0,5 до 3,5 тыс. $м^3$/час воздуха. Было положено начало отечественной промышленности кондиционеростроения. Применение типового оборудования способствовало снижению капитальных, эксплуатационных затрат и сокращению сроков монтажа кондиционеров. Строительство в 60-е годы XX в. заводов искусственного волокна, химических заводов, полупроводниковой радиоэлектроники, военной и космической техники, а также новых типов общественных зданий потребовало развития массового производства центральных кондиционеров. С 1965 г. началось проведение единой политики в области разработки и промышленного производства кондиционеров. В подчинении министерства строительного, дорожного и коммунального машиностроения СССР было создано производственное объединение «Кондиционер» и Всесоюзный научно-исследовательский институт «Кондиционер». В объединение вошли: Харьковский машиностроительный завод «Кондиционер», производивший центральные кондиционеры КТЦ производительностью по воздуху 31,5–250 тыс. м3/час и Кд производительностью по воздуху 10 и 20 тыс. м3/час, а также Домодедовский машиностроительный завод, освоивший серийное производство местных агрегатных неавтономных и автономных шкафных и крановых кондиционеров производительностью от 0,5 до 20 тыс. м3/час. В 60-е гг. для уникальных зданий стали использовать оборудование ведущих западных производителей кондиционеров.

После распада СССР Харьковский завод оказался за границей, его преемником стала фирма ООО «Веза», созданная в 1995 г. и освоившая производство каркасно-панельных центральных и автономных шкафных кондиционеров. В настоящее время в России открыто производство центральных кондиционеров и другого оборудования кондиционеров на нескольких заводах, включая заводы ведущих мировых компаний, таких как «Йорк», VTC KLIMA и др. Узкая специализация высокотехнологического производства и мировая интеграция определили специфику выпускаемого в настоящее время оборудования центральных кондиционеров, как отечественного, так и зарубежного, — они собираются из функциональных блоков, производимых несколькими ведущими в мире компаниями: блоков увлажнения, вентиляторных агрегатов, воздуховоздушных теплообменников, водовоздушных теплообменников. Домодедовский машиностроительный завод, преобразованный в производственное объединение «Докон», продолжая выпускать шкафные кондиционеры, в том числе и для медицинских учреждений, осваивает новые виды продукции, например водоохлаждающие холодильные машины.

Разработка теоретических основ кондиционирования воздуха

Разработка теоретических основ кондиционирования воздуха, создание прикладной науки кондиционирования воздуха появилось как объективная необходимость развития техники для разработки новых конструкций агрегатов, повышения их эффективности с учетом требований защиты окружающей среды и экономии энергии.

Впервые термин «кондиционирование воздуха» был употреблен в 1815 г., когда француз Жанн Шабаннес получил британский патент на метод «кондиционирования воздуха и регулирования температуры в жилищах и других зданиях». Одним из создателей основ кондиционирования воздуха можно назвать М. Ломоносова, с именем которого связана разработка теории теплоты и теории движения воздуха в каналах и трубах, а также Рихмана, заложившего основы теории психрометрии, определяющей для кондиционирования воздуха. Основные принципы кондиционирования воздуха были впервые сформулированы профессором Берлинского королевского технологического института Германом Ритшелом, когда он в 1894 г. опубликовал «Руководство по расчету и проектированию установок вентиляции и отопления». В этой книге был раздел, посвященный охлаждению

помещений. Впервые были определены основные положения: расчет нагрузки на систему охлаждения, первая и вторая рециркуляция воздуха, возможность охлаждения воздуха с осушением, необходимость применения байпаса при охлаждении воздуха, формулы для расчета расхода приточного воздуха, расчета воздухоохладителя, пример расчета охлаждения помещения. Принципы Ритшела получили развитие в выступлении американского инженера Г. Эйсерта «Охлаждение закрытых помещений» на собрании Американской ассоциации инженеров по отоплению и вентиляции в 1896 г. и в проектах одного из ведущих в то время инженеров Альфреда Вольфа, разработавшего проекты охлаждения помещений медицинского колледжа (1899 г.), фондовой биржи в Нью-Йорке (1901 г.), национального банка в Ганновере (1903 г.). Идея байпаса охладителя реализована Вудбриджем в здании Капитолия США (1895 г.) и впоследствии в Венском театре (1909 г.).

Прообразами систем кондиционирования воздуха можно считать приточные установки с увлажнением воздуха при помощи открытых наполненных водой сосудов, предложенные Флавицким и применявшиеся в зданиях больниц Петербурга. Он первым показал необходимость учета совместного действия на человека температуры, относительной влажности и подвижности воздуха в 1861 г.

Как упоминалось выше, Кэрриер исследовал и анализировал процессы тепло- и массообмена между воздухом и чистой водой, а также раствором хлористого кальция в камере орошения, а в 1911 г. опубликовал психрометрическую диаграмму влажного воздуха t-x (температура по сухому термометру — влагосодержание). В 1918 г. русский профессор Л. К. Рамзин разработал i – d диаграмму влажного воздуха (энтальпия –влагосодержание). В странах Европы обычно применяют I-x диаграмму влажного воздуха (энтальпия — влагосодержание) француза Молье, которая была им опубликована в 1921 г. Впервые на уровне международного сотрудничества признается приоритет России в лице профессора Л.М. Рамзина (1918 г.) в построении i – d диаграммы влажного воздуха в изданном ЦНИИпромзданий совместно с фирмой «Daikin» в 1980 г. «Англо-русско-японском терминологическом словаре по кондиционированию воздуха»

В последующие годы исследованиями в области влагообмена между воздухом и водой занимались Льюис, Меркель, Вольф, Акерман. В 1922 г. Льюис в работе «Испарение жидкости в газ», анализируя случай испарения жидкости при установившемся состоянии, без подвода теплоты извне, вывел, что отношение коэффициента теплообмена к коэффициенту влагообмена равно теплоемкости влажного воздуха. В 1925 г. Меркель, построивший на основании соотношения Льюиса стройную теорию процесса испарительного охлаждения воды, проверил соотношение Льюиса, экспериментируя с небольшим охладителем воды, заполненным металлическими кольцами Рашига. Дальнейшие исследования Гильперта, Шроппома, Линге в 20–30-х гг. XX в. показали, что соотношение Льюиса при небольшой интенсивности теплообмена и невысоких температурах, имеющих место в аппаратах кондиционирования воздуха, можно считать справедливым. Заслугой Меркеля считают вывод основного уравнения теплообмена между воздухом и водой, названного уравнением Меркеля. Линге, проводя многочисленные опыты при контакте воздуха с растворами солей в 1929 г., показал, что парциальное давление водяных паров в пограничном слое воздуха над растворами солей значительно ниже, чем давление над чистой водой при той же температуре. Он доказал, что парциальное давление над раствором соли зависит только от температуры замерзания раствора и практически одинаково для растворов различных солей, имеющих одинаковую температуру замерзания.

Значительный вклад в развитие теоретических основ проектирования, разработки нового оборудовании, совершенствования схемных решений внесли отечественные специалисты А. А. Гоголин, А. В. Нестеренко, Е. Е. Карпис, Е. В. Стефанов, В. И. Прохоров, П. В. Участкин, В. Н. Тетеревников, И. Г. Сенатов, А. Я. Креслинь, Л. М. Зусманович, И. Р. Щекин, А. Г. Сотников, А. А. Рымкевич, О. Я. Кокорин, Л. В. Петров, Б. И. Бялый и др. Научно-исследовательская и научно-организационная работа в СССР проводилась в крупных научно-исследовательских институтах: НИИсантехники, ГИПРОНИИполиграф, ЦНИИпромзданий, АКХ им. К. Д. Памфилова, НИИстройфизики.

В СССР в 30-е годы многочисленные эксперименты по исследованию тепло- и массообмена между воздухом и водой проводились под руководством А. А. Гоголина в ВНИХИ и непосредственно на производстве по испытанию воздухоохладителей — контактных аппаратов с насадкой из колец Рашига. Параллельно велись работы над испытанием и усовершенствованием конструкции поверхностных воздухоохладителей. В 1943 г. А. А. Гоголин был репрессирован и смог продолжить работу только после реабилитации в 1957 г. По материалам своих исследований в 1968 г. в НИИсантехники он защитил кандидатскую диссертацию на тему «Исследование процесса охлаждения и осушения воздуха в орошаемых регулярных насадках», впоследствии им была защищена и докторская диссертация. О. Я. Кокорин в июне 1955 г. защитил кандидатскую диссертацию «Исследование процессов тепло- и массообмена в форсуночных камерах». В 60-е гг. А. В. Нестеренко и его учениками изучались процессы тепло- и массообмена между поверхностью воды и воздухом в контактных аппаратах различного типа. Эти работы были продолжены в последующие годы Л. М. Зусмановичем, Л. В. Петровым и его учениками, изучавшими работу контактных аппаратов с использованием растворов абсорбентов при утилизации теплоты вторичных энергоресурсов. В эти годы большой объем экспериментальных исследований контактных аппаратов проводился в Ленинградском ВВИТКУ под руководством Е. В. Стефанова.

Теория расчета оребренных трубчатых теплообменников с использованием безразмерных комплексов была создана группой исследователей по результатам экспериментальных и аналитических работ, проводимых в научно-исследовательском институте Военно-морского флота США, в Стэндфордском университете, а впоследствии — в Комиссии по атомной энергетике США. С 1948 по 1954 гг. по результатам работ были опубликованы 22 доклада, изданы монография «Теплообменники газотурбинных установок», подготовленная В. Кейсом, А. Лондоном и Д. Джонсоном (1951 г.), и книга В. Кейса и А. Лондона «Компактные теплообменники» (1954 г.), русское издание которой вышло в 1962 г. Полученные данные оказались полезными при конструировании теплообменных устройств установок кондиционирования воздуха, авиационных охладителей, систем воздушного охлаждения мощных электронных приборов, ядерных установок, и не только рекуперативных, но и теплообменников другого типа. В 70–80-е гг. Б. И. Бялый и А. В. Степанов на основе обширных экспериментальных и теоретических исследований во ВНИИ «Кондиционер» создали две методики расчета камер орошения центральных кондиционеров КТЦ, основанные на решении дифференциальных уравнений, описывающих процессы тепло- и массообмена в контактных аппаратах с использованием безразмерных комплексов. В конце 70-х — начале 80-х гг. В. Н. Богословский и М. Я. Поз применили и развили эту теорию на основе теоретических и экспериментальных исследований к теплообменникам различного типа, используемых в системах регенерации и утилизации вторичной теплоты.

Важной частью системы кондиционирования воздуха является система автоматического регулирования заданных параметров микроклимата в помещении. Разработке теории автоматического регулирования применительно к системам кондиционирования воздуха посвящены работы Г. В. Архипова, А. Я. Креслиня, Б. Н. Юрманова, А. Г. Сотникова, С. В. Нефелова, А. А. Рымкевича, М. Б. Халамайзера.

Подготовка специалистов по кондиционированию воздуха в нашей стране впервые началась на факультете «Теплогазоснабжение и вентиляция» Московского инженерно-строительного института (МИСИ). Дисциплина «Кондиционирование воздуха» формировалась в начале в контексте курса по вентиляции. Первые лекции читал доцент Н. В. Дегтярев — автор одной из первых отечественных книг «Кондиционирование воздуха», изданной в 1939 г. Важным событием стало издание в 1940 г. в качестве учебного пособия для технических вузов перевода книги Д. Мойера и Р. Фиттца «Кондиционирование воздуха» под редакцией профессора Н. С. Комарова, инженера И. В. Гохберга с дополнениями профессора П. Н. Каменева, где были даны ответы на многие сложные вопросы по новой для того времени технике кондиционирования воздуха. В предисловии было отмече-

но: «Выпуск настоящего перевода не снимает с повестки дня вопроса об издании отечественного систематизированного учебника по кондиционированию воздуха». Великая Отечественная война нарушила планы. Только в 1950 г. в Промстройпроекте Б. В. Баркаловым были разработаны технические указания по проектированию и расчету системы кондиционирования воздуха (СКВ). Впоследствии вышла книга Б. В. Баркалова и Е. Е. Карписа «Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях», выдержавшая два издания (1971 и 1982 г.). В этой книге обобщался опыт проектирования систем кондиционирования воздуха. Первое учебное пособие «Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха» было подготовлено В. Нестеренко и издано в 1962 г., впоследствии вышло еще второе (1965 г.) и третье (1971 г.) издание.

Самостоятельный курс «Кондиционирование воздуха» для студентов дневного и вечернего отделения МИСИ вели профессоры А. В. Нестеренко, О. Я. Кокорин, Ю. Я. Кувшинов, доценты Л. В. Петров, В. А. Гоголин. В 1975 г. была разработана программа курса «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение», а в 1985 г. вышел первый учебник В. Н. Богословского, О. Я. Кокорина, Л. В. Петрова «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение». О. Я. Кокорин читал студентам спецкурс по энергосберегающей технологии функционирования систем вентиляции, отопления, кондиционирования воздуха (ВОК), что описано в его монографии «Энергосберегающие технологии функционирования систем вентиляции, отопления, кондиционирования воздуха» (1999 г.). В настоящее время он продолжает работать над созданием нового оборудования и энергосберегающих систем ВОК, что получило изложение в монографии «Современные системы кондиционирования воздуха» (2003 г.).

Совершенствование схемных решений систем кондиционирования воздуха

Наряду с развитием оборудования и разработкой теоретических основ совершенствовались схемные решения систем кондиционирования воздуха для зданий различного назначения. В 1834 г. в здании английского парламента была смонтирована первая установка круглогодичного комфортного кондиционирования воздуха. В 1903 г. в Кельнском театре появилась установка с рассольным аккумулятором холода, что позволило сократить требуемую холодопроизводительность машины в 4–5 раз. Первичное охлаждение воздуха осуществлялось с помощью артезианской воды, используемой затем для охлаждения конденсаторов. В 1924 г. система кондиционирования воздуха была установлена в одном из универмагов Детройта, что способствовало привлечению покупателей.

Начиная с 1917 г. сразу в нескольких городах США появились первые театры и кинозалы, оборудованные системой кондиционирования воздуха, что привело к резкому росту их посещаемости в жаркие летние месяцы. В 1920-е гг. центральные системы комфортного кондиционирования воздуха обычно устраивались в театрах, гостиницах, торговых центрах, но мало были распространены в офисных и жилых зданиях. В первых небоскребах США были использованы системы естественной вентиляции. В реконструируемых зданиях в существующие системы приточной вентиляции встраивали воздухоохладители. В связи с разработкой и выпуском местных автономных кондиционеров в начале 20-х годов в офисных и гражданских зданиях преобладали местные системы кондиционирования воздуха. В 1930 г. большинство основных государственных учреждений США имели системы кондиционирования воздуха, в том числе Белый дом. В 30-е годы в США, а затем и в других странах, началось широкое применение комнатных, бытовых и шкафных автономных кондиционеров для жилых зданий.

Практически до середины 40-х годов системы кондиционирования гражданских зданий, в том числе офисных, это — центральные воздушные системы с местными рециркуляционными вентиляторами или температурными доводчиками. Система с температурными доводчиками применяется для помещений с высокими нагрузками по скрытой теплоте, для реконструируемых зданий с существующими системами водяного отопления, для новых зданий, в которых на первом этапе

предполагается осуществлять только отопление и вентиляцию, а охлаждение в более поздние сроки — посредством добавления воздухоохладителя в центральную установку. Наибольшее распространение получила, например, для музеев и картинных галерей.

Позже стали применять двухканальные системы кондиционирования воздуха. Это системы, в которых наружный воздух смешивается с рециркуляционным, смесь охлаждается и осушается летом, увлажняется зимой, делится на два канала и в каждом потоке устанавливаются соответственно воздухонагреватель и воздухоохладитель. Возможна обработка воздуха в двух параллельных установках. Нагретый и охлажденный воздух по двум каналам поступает в помещения, где смешивается в необходимом соотношении, чтобы обеспечить заданную температуру воздуха в помещении. В США и Европе двухканальные СКВ использовались значительно реже, чем водовоздушные, а в СССР практически не применялись.

Незадолго до окончания Второй мировой войны появились новые идеи и их воплощение в архитектуре, связанные с применением новых строительных материалов — бетона, алюминия, получаемого при утилизации военной техники, и тонированного стекла, предложенные Ле Корбюзье и Р. Беллучини. Возросли нагрузки на систему кондиционирования воздуха за счет солнечной радиации, требовались новые схемные решения. Для снижения теплопоступлений от солнечной радиации через окна использовали специальные окна, внутренние жалюзи, реже — наружные солнцезащитные устройства. Первая водовоздушная система с режимами охлаждения и отопления, включая использование теплового насоса, была запроектирована Д. Крокером в 1944 г. для здания в Портланде, архитектором которого был Р. Беллучини. В здании были предусмотрены водовоздушные поэтажные системы кондиционирования воздуха для каждого фасада и внутренней зоны, обеспечивающие автоматический контроль и поддержание заданных параметров воздуха в помещении. В течение 1948 г. в построенном и функционирующем здании проводились наблюдения, показавшие отличную работу системы и хорошие экономические показатели. Затраты на систему кондиционирования воздуха выросли на 10–25% по сравнению с обычными системами отопления и вентиляции. В качестве местных агрегатов использовались эжекционные доводчики, в том числе в зданиях послевоенной постройки, например в здании ООН в Нью-Йорке. Еще в 1920 г. у В. Кэрриера возникла идея создать местные агрегаты — комнатные терминалы для снижения общего расхода приточного воздуха путем подачи первичного воздуха в меньшем количестве с низкой температурой и последующего смешения его с вторичным воздухом помещения. В 1937 г. эта идея получила развитие, и в 1940 г., за месяц до вступления США в войну, он получил патент на эжекционный доводчик «Carrier weathermaster». Преимуществами этой системы были: размещение местных агрегатов под окнами, где теплопотери и теплопоступления достигают наибольшего значения; вода оказалась более экономичным теплоносителем, чем воздух; не требовалось пространства для прокладки вертикальных воздуховодов, высокие скорости воздуха обеспечивали малые размеры воздуховодов.

Сочетание бетонных стен, тонированных стекол, внутренних жалюзи с периметральной системой кондиционирования воздуха высокого давления с эжекционными доводчиками стало тиражироваться на протяжении последующих 20–30 лет во многих зданиях. В начале 60-х годов, с началом бума строительства новых зданий из стекла и бетона, наибольшее распространение получили водовоздушные системы кондиционирования воздуха с эжекционными доводчиками. Система кондиционирования воздуха с эжекционными кондиционерами-доводчиками получила распространение и в СССР, где она называлась местно-центральной. Создателем этой системы стал О. Я. Кокорин в тесном сотрудничестве с Я. Г. Кронфельдом (Моспроект-2). Наиболее полно энергосберегающую технологию этих систем удалось реализовать в 1983 г. в новом здании Госстроя СССР (сейчас здание Совета Федерации). Расходы теплоты снизились на 60% по сравнению со зданиями аналогичного назначения (здания на Новом Арбате). В дальнейшем такие системы устраивались в новых гостиницах, общественных зданиях и цехах точного машиностроения.

В водовоздушных системах, в отечественной практике называемых местно-центральными, в кондиционируемое помещение вводится воздух, обработанный в центральном кондиционере, и вода, несущая тепло или холод. Водовоздушные системы применяются для помещений со значительными явными тепловыделениями, где не требуется жесткое поддержание заданного значения относительной влажности воздуха. Они хорошо себя зарекомендовали за рубежом в офисных зданиях, больницах, гостиницах, школах, жилых зданиях, исследовательских лабораториях, могут применяться в многозональных производственных помещениях точного машиностроения, радиотехнической, фармацевтической, пищевой промышленности и т. д. В последние годы получили широкое распространение в России. В водовоздушных системах в качестве местных агрегатов, устанавливаемых в помещении, применяют эжекционные доводчики, вентиляторные доводчики, напольные конвекторы и охлаждающие панели.

В 70-х годах вентиляторные доводчики (фэнкойлы), патент на которые был получен Р. Трейном еще в 1932 г., заменили и практически вытеснили эжекционные доводчики. Эта система имеет следующие преимущества: подача минимального расхода наружного воздуха в помещение, система среднего давления, меньше расход электроэнергии, отсутствие шума от сопел. Правда, шум создают вентиляторы, встроенные в фэнкойлы.

К концу 60-х годов XX в. в качестве альтернативы СКВ с вентиляторными доводчиками появилась воздушная система кондиционирования воздуха с переменным расходом воздуха. В 70–80-х годах системы с переменным расходом воздуха стали преобладающими в офисных зданиях, построенных в США в течение строительного бума 80-х годов, в Европе они получили меньшее распространение, а в СССР — практически не применялись. Общая площадь зданий, обслуживаемых системами кондиционирования воздуха в Германии в 1960–1998 гг., распределялась по типу систем таким образом:

— одноканальные воздушные системы — 10%;
— двухканальные воздушные системы — 18%;
— системы с переменным расходом воздуха — 19%;
— водовоздушные системы (четырехтрубные — 24%, двухтрубные — 22%);
— другие системы — 7%.

В связи с загрязнением атмосферы, необходимостью защиты от уличного шума в настоящее время значительно расширилась сфера применения комфортных систем кондиционирования воздуха (СКВ) в зданиях различного назначения. В СССР, из-за экономических соображений, нормы ограничивали круг помещений в зданиях, где предусматривалось устройство систем кондиционирования воздуха, в зависимости от климатического района строительства, на которые была разделена территория Советского Союза. В настоящее время заказчик или инвестор строительства сам определяет уровень требований поддержания расчетных внутренних условий в помещениях здания, которые при высоком уровне требований могут обеспечиваться только работой системы кондиционирования воздуха.

В России системы кондиционирования воздуха в офисных зданиях стали применять только в последние годы в связи со стремлением к повышению качества жизни, улучшению условий труда, защиты от загрязнения атмосферы, борьбы с уличным шумом. В настоящее время наибольшее распространение в офисных зданиях России получили системы с вентиляторными доводчиками (фэнкойлами).

В США кондиционирование воздуха в жилых зданиях начало быстро внедряться с 1964 г. — через 10 лет после стремительного развития кондиционирования воздуха для общественных зданий. До недавнего времени в европейских странах оконные и мобильные автономные кондиционеры для охлаждения отдельных комнат использовали сравнительно мало. Это объясняется более прохладным климатом, меньшей продолжительностью периода охлаждения, малыми объемами производства оборудования для СКВ, а также высокими эксплуатационными и капитальными

затратами. Автономные оконные кондиционеры обладают двумя существенными недостатками: они создают повышенный уровень шума и ухудшают внешний вид здания при установке их в большом количестве. В США в многоэтажных многоквартирных жилых зданиях используют водовоздушные СКВ с вентиляторными доводчиками (фэнкойлами), с отопительно-охладительными панелями.

В настоящее время кондиционирование воздуха стало необходимым элементом инженерного оборудования жилых зданий. Специалисты все больше приходят к необходимости устройства механической регулируемой приточно-вытяжной вентиляции с регенерацией теплоты удаляемого воздуха в жилых зданиях. Опыт использования таких установок имеется в некоторых странах Европы, например, Германии, Швеции, Австрии.

В связи с остро стоящей энергетической проблемой в последние годы в Европе разрабатывают децентрализованные системы кондиционирования воздуха с регенерацией теплоты удаляемого воздуха и смешанные системы с использованием естественной вентиляции — «ночное проветривание», а также потенциала наружного воздуха для получения холодной воды — косвенное и комбинированное испарительное охлаждение (здание «Городские ворота Дюссельдофа»).

Требования к системам кондиционирования воздуха

На начальном этапе проектирования системы обеспечения микроклимата перед проектировщиком стоит проблема выбора принципиального решения системы кондиционирования воздуха, основное назначение которой — создавать и поддерживать заданные параметры микроклимата в объеме помещений здания. При этом система кондиционирования воздуха должна в той или иной мере отвечать следующим требованиям: комфортные и технологические, технические, конструктивные, экономические, эксплуатационные, производственно-монтажные. Нет идеальных систем, которые в равной степени отвечали бы всем перечисленным требованиям. Приоритеты заказчика, определяемые собственными целями — чаще всего конструктивные, экономические и производственно-монтажные требования, — не всегда совпадают с приоритетами потребителей (людей и производства) — комфортными и технологическими, а также техническими требованиями. Техническое решение будет хорошим, если учтен максимум требований.

Комфортные и технологические требования

Комфортные условия микроклимата предполагают постоянное поддержание в зоне пребывания людей определенных сочетаний температуры и относительной влажности воздуха; отсутствие дутья, сквозняков, холодных токов воздуха; низкий уровень шума (согласно требованиям в зависимости от назначения помещения); подачу свежего обработанного воздуха в размере, необходимом для обеспечения в помещении качественной воздушной среды, свободной от пыли, запахов и т. д. Повышение комфортности при наличии систем кондиционирования воздуха является дополнительным преимуществом при покупке и аренде жилых, офисных, торговых залов и помещений, рыночная стоимость которых постоянно растет.

Технология производства продукции выдвигает определенные требования к параметрам микроклимата, от которых в значительной степени зависит качество продукции, ее выход, уменьшение количества отходов, производительность труда работающих. Таким образом, системы кондиционирования воздуха являются реальным рычагом воздействия на прибыль производства.

Технология одних производств выдвигает требования точного поддержания температуры воздуха в помещении (прецизионные цеха, инструментальные, лаборатории контроля качества и т. д.). В иных производственных помещениях требуется заданное поддержание относительной влажнос-

ти воздуха (текстильные производства, изготовление фото- и кинопленки, полиграфическое дело и т. д.). Производство таких пищевых продуктов, как пиво, вино, хлеб, кондитерские изделия, молоко, мясо, рыба и т. д. требует поддержания комплекса параметров температуры и относительной влажности воздуха. Технология особых производств (фармакология, производство продуктов питания, электронных микросхем и т. д.) требует высокую чистоту воздуха.

Особое значение имеет поддержание температуры и относительной влажности в музеях, архивах, библиотеках для сохранности памятников культуры, старинной мебели, ценных книг, рукописей, тканей и т.д.

Технические требования

Технические требования состоят в том, чтобы СКВ соответствовала требуемой производительности по воздуху, холоду, теплоте согласно заданному уровню требований к обеспеченности параметров микроклимата, в согласованной работе СКВ с системами, определяющими ее функционирование — источниками холода, теплоты, воды, электроэнергии; с другими системами инженерного оборудования — освещения, отопления, горячего водоснабжения, в безопасности для жизнедеятельности. Производительность системы в значительной степени зависит от уровня требований к поддержанию параметров микроклимата, она может быть снижена при менее жестких требованиях к параметрам микроклимата или повышена при возрастании этих требований.

Производительность системы должна быть определена точным расчетом при максимальных нагрузках. Сама система и ее подсистемы (тепло- и холодоснабжения, водоснабжения и электроснабжения) должны предусматривать возможность гибкого изменения производительности при изменяющихся нагрузках в каждом конкретном помещении или отдельной зоне. При выборе системы кондиционирования воздуха и определении ее производительности очень важно учитывать нагрузку на отопление и расход вентиляционного воздуха, определяющий чистоту воздуха в помещении, возможность увеличения производительности при расширении производства или достройке отдельных частей здания. Требования по экологии и пожаробезопасности должны быть учтены при выборе типа системы.

Архитектурно-строительные и конструктивные требования

Архитектурно-строительные требования, связанные с размещением в здании основных и вспомогательных элементов системы кондиционирования воздуха, необходимо учитывать при планировке здания, разработке интерьеров и оформлении фасадов. Система кондиционирования воздуха и ее подсистемы в большей или меньшей степени требуют места для установки оборудования и прокладки инженерных коммуникаций (воздуховодов, трубопроводов, электрических проводок) и, таким образом, занимают строительный объем и должны предусматривать возможность обслуживания. Это могут быть отдельные помещения для размещения центральных установок в подвале, на техническом этаже под крышей или между этажами, площадки на крыше или во дворе здания, пространство подшивного потолка, фальшпола. Отдельные элементы СКВ — воздухораспределители, внутренние блоки, фэнкойлы, панели отопления и охлаждения — всегда будут видимыми в помещении. Эти элементы должны гармонировать с интерьером, не должны быть источниками шума в помещении и мешать размещению мебели. Часть элементов (чиллеры, конденсаторы, воздухозаборы, наружные блоки, охладители конденсаторов и т. д.) оказываются видимыми снаружи здания, влияют на его облик. Конструктивные требования состоят в том, чтобы статические и динамические нагрузки от оборудования СКВ не превышали максимально допустимой нагрузки для несущих конструкций перекрытия, фундаментов или отдельных площадок для размещения оборудования, габариты оборудования должны быть согласованы с размерами монтажных проемов.

Экономические требования

Экономические требования состоят в разумных затратах средств на создание и функционирование СКВ. Затраты складываются из единовременных и эксплуатационных затрат. Единовременные затраты включают стоимость самой СКВ, источников теплоты, холода, системы водоподготовки, системы тепло-холодоснабжения, электроснабжения, автоматического регулирования, строительного объема, занимаемого основным оборудованием и вспомогательными элементами. Эксплуатационные затраты состоят из стоимости электрической и тепловой энергии, стоимости топлива, воды и водоподготовки, стоимости ремонта и межремонтного обслуживания, амортизации оборудования, непосредственно связанной с ожидаемым сроком службы системы, заменой оборудования или отдельных ее компонентов, стоимостью обслуживания (стоимость лицензии на обслуживание, необходимых материалов (химикатов, масла, фреона и т. д.), рабочей силы и т. д.). Применение элементов системы кондиционирования воздуха, обеспечивающих экономию энергии и топлива: энергосберегающие вентиляторы, чиллеры, насосы, оборудование регенерации теплоты удаляемого воздуха, использование потенциала наружного климата, тепловых насосов, аккумуляторов теплоты неизбежно связано с увеличением единовременных затрат на систему кондиционирования воздуха. Здесь очень важно определить приоритеты заказчика, что для него важно — экономия эксплуатационных затрат при возрастании единовременных или, при ограниченных первоначальных средствах, значительные эксплуатационные расходы при функционировании системы. Если заказчик сдает помещения в аренду, то эксплуатационные затраты он включает в арендную плату. Если же он сам эксплуатирует здание, то для него немаловажно, какими будут эксплуатационные расходы. Основным критерием должен быть комплексный показатель (см. Главу 2).

Производственно-монтажные требования

Производственно-монтажные требования непосредственно связаны с долей единовременных затрат на монтаж системы, а также долей эксплуатационных затрат на обслуживание и ремонт всей системы и ее элементов. Использование моноблоков, изготовленных в заводских условиях, может значительно снизить трудоемкость, сроки и стоимость монтажа системы кондиционирования воздуха и ее подсистем, равно как и использование всего набора оборудования одного производителя.

Эксплуатационные требования

Эксплуатационные требования состоят в надежности и управляемости системы. Надежность работы СКВ особенно важна при технологическом кондиционировании воздуха, когда не допустимы отказы по условиям протекания технологического процесса. Надежность зависит от типа системы и ее подсистем. Надежность — это свойство объекта, выполняющее заданные функции, сохраняя во времени свои эксплуатационные показатели в заданных пределах, соответствующих заданным режимам и условиям использования.

Надежность системы, состоящей из отдельных групп элементов (центральный кондиционер, холодильная машина, теплогенератор, теплообменники, насосные станции), можно рассматривать как в целом, так и ее отдельных элементов (вентиляторы, фильтры, компрессоры, котел и т.д.). Отказ даже небольшого элемента может привести к полному отказу системы. Для повышения надежности следует предусматривать резервирование оборудования или отдельных его элементов: электродвигателей, компрессоров, что связано с увеличением единовременных затрат. Под управляемостью понимают свойство системы обеспечивать в автоматическом режиме заданные параметры микроклимата при внутренних и внешних возмущающих воздействиях.

Особенности выбора системы кондиционирования воздуха в зданиях различного назначения

Часто в литературе приводят примеры решений систем кондиционирования воздуха для отдельных помещений или их группы в зданиях определенного назначения — исторически сложилось,

что этот путь дает возможность учесть определенную специфику конкретного помещения. Однако такие примеры не могут рассматриваться как стереотип, так как для конкретного помещения при изменении отдельных составляющих нагрузки, например теплопоступлений от солнечной радиации, может принципиально измениться требуемая последовательность обработки воздуха и необходимый воздухообмен, так же, как и при выборе соответствующей схемы организации воздухообмена. Тем более что технологическая схема обработки воздуха в значительной степени определяется климатическими особенностями района строительства.

Представляется возможным выделить общую методику проектирования СКВ независимо от назначения помещения. В то же время при выборе и определении исходных данных для проектирования необходимо учитывать специфику, которая отличает помещения отдельного назначения, а именно:
- — расчетные параметры внутреннего воздуха, определяемые условиями технологии, и допустимые их колебания;
- — качественный состав внутреннего воздуха;
- — величины избыточной теплоты, влаги, вредных газов в помещении;
- — количество воздуха, удаляемого местными отсосами от технологического оборудования;
- — схемы организации воздухообмена;
- — особенности объемно-планировочных и конструктивных характеристик помещения.

Системы комфортного кондиционирования воздуха

Основное назначение систем комфортного кондиционирования воздуха — обеспечить чистоту воздуха и условия теплового комфорта в помещениях здания. Обычно это системы кондиционирования воздуха жилых и гражданских зданий, отдельных локальных зон производственных зданий, таких как кабины крановщиков горячих цехов, помещения пульта управления электростанций и т.д.; в производственных зданиях обычно требуются комбинированные СКВ: технологические и комфортные. Не претендуя на полноту охвата всего многообразия гражданских зданий, отметим некоторые особенности, которые следует учитывать при проектировании систем кондиционирования воздуха в некоторых типах зданий.

Кондиционирование воздуха в театрах

Современные большие театры имеют от 2 до 5 тысяч мест. В XIX веке театры в большинстве случаев строили многоярусными (не менее трех ярусов). В театре имеются: зрительный зал, вестибюль, фойе, комнаты отдыха, курительные, санитарные узлы, а также артистические, административные, служебные и подсобные помещения. Кондиционирование воздуха устраивается в зрительном зале, кулуарах, фойе, комнатах для отдыха, артистических и административных помещениях.

В зрительных залах театров особое внимание следует уделить выбору системы воздухораспределения. Человек, вынужденный сидеть спокойно на месте, очень восприимчив к изменениям температуры и потокам воздуха. Система воздухораспределения помещения должна сочетаться с архитектурно-композиционным решением зала и его декором. Высокое качество этого решения является синтезом архитектурных, технологических и инженерных решений и средств их реализации. До того как в театрах было применено охлаждение воздуха, общепринятым способом вентиляции была подача воздуха из воздуховодов или камеры статического давления, проложенных под полом, снизу через решетки или специальные воздухораспределители в виде «грибков», располагаемые в полу под креслами зрителей, в вертикальных плоскостях ступеней каждого ряда амфитеатра, через спинки кресел. Пройдя через зрительный зал, воздух удалялся через решетки в потолке. Эта схема распределения воздуха получила название «снизу–вверх». В России такая схема

воздухораспределения устроена в Большом зале Консерватории (1895 год, Москва) и в Концертном зале им. П. И. Чайковского (1940 год, Москва). Эта схема была рекомендована для залов летних театров, не оборудованных кондиционированием воздуха, и театров круглогодичного функционирования при воздушном отоплении, совмещенном с системой вентиляции. Ограничение было связано с тем, что при рабочей разности температур более 2°С, что характерно для охлаждения воздуха, зритель находился в условиях, способствующих простудным заболеваниям. В России с 1940 года при строительстве зрелищных зданий эти системы больше не применялись, а предпочтение было отдано схемам распределения воздуха «сверху–вниз», «сверху–вверх» и «сверху–вниз и вверх», которые были рекомендованы для театров с круглогодичным функционированием в северных и центральных районах и для летних театров, если применялось искусственное охлаждение воздуха. Схему «сверху–вниз» применяли в зрительных залах с нависающими балконами, «сверху–вверх» и «сверху–вниз и вверх» — в зрительных залах партерно-амфитеатрового типа без балконов или с одним, двумя балконами, имеющими до пяти рядов. В многоярусных залах (не менее трех ярусов) было рекомендовано применять многозональную схему воздухораспределения с подачей приточного воздуха зонами в ярусы и удалением воздуха через потолочные решетки, частично из нижней зоны, если туда по конструктивным ограничениям не удается подать приточный воздух. По такой схеме выполнена вентиляция зрительного зала Малого театра в г. Москве.

В европейских государствах системы воздухораспределения с подачей воздуха в обслуживаемую зону и с верхним удалением нашли широкое применение не только при новом строительстве и реконструкции зданий, но и при восстановлении зданий, разрушенных войной.

Так, системы с подачей воздуха «снизу-вверх» были применены в Германии при строительстве таких зрелищных зданий, как Театр оперы и балета г. Лейпцига, Дворец культуры г. Дрездена и Дворец съездов г. Берлина, при реконструкции Немецкого театра г. Веймара, Театра оперы и балета г. Берлина, а также при восстановлении из руин Театра оперы и балета г. Дрездена. В Театре оперы и балета г. Дрездена, зрительный зал которого всегда был многоярусным, для создания в каждом ярусе камеры статического давления определенной высоты было принято решение о сокращении с этой целью одного яруса.

В Венгрии при строительстве нового театра в г. Дюор и восстановлении в Кремлевском замке г. Будапешта театра под названием «25-й театр» была запроектирована и установлена система воздухораспределения по схеме «снизу–вверх».

В Чехословакии при реконструкции Словацкого национального театра г. Братиславы и при восстановлении Народного театра г. Праги вместо ранее существующих систем, решенных по схеме «сверху–вверх–вверх», были запроектированы системы по схеме «снизу–вверх–вверх».

Во всех перечисленных театрах раздача воздуха в обслуживаемую зону зала осуществляется или с помощью воздухораспределяющих устройств — «грибков», — или перфорированных (с диаметром отверстий 4,0 мм) воздухораспределителей, расположенных под креслами зрителей, а порой встроенных в конструкцию кресел.

В других случаях раздача воздуха осуществляется посредством решеток, установленных в вертикальных плоскостях ступеней каждого ряда амфитеатра, или с помощью устройства, запатентованного немецкой фирмой «Kesslen und Luch». Это устройство, принцип действия которого основан на явлении эжекции, размещено в спинке каждого кресла. Оно имеет камеру первичного воздуха с соплом, рециркуляционное отверстие с регулируемой решеткой (ближе к полу с обратной стороны спинки кресла), камеру смешения воздуха, изолированную шумопоглощающей облицовкой, и выпускные щели с регулируемыми решетками в верхней горизонтальной плоскости спинки кресла. Струя первичного воздуха, поступающего из камеры статического давления, выходит из сопла с очень большой начальной скоростью и вовлекает рециркуляционный воздух из обслуживаемой зоны зала, смешиваясь с ним. Смесь первичного и рециркуляционного воздуха поступает в вертикальном направлении со скоростью около 0,7–0,8 м/с. На расстоянии при-

мерно 600–700 мм от верхней плоскости спинки кресла в направлении распространения струи затухают скорость и избыточная температура в струе до значений, не превышающих нормируемые. Такие устройства установлены в одном из залов Дворца съездов г. Берлина. Использование явления эжекции позволяет увеличить рабочую разность температур сверх двух градусов без нарушения комфортных условий, сокращая при этом расход приточного воздуха, а также подавать приточный воздух непосредственно в зону дыхания и обеспечивать отсутствие жалоб зрителей на «дутье».

В настоящее время нельзя однозначно рекомендовать ту или другую схему воздухораспределения в зрительных залах, утверждать достоинство одной схемы перед другой. Выбор схемы должен основываться на учете индивидуальных особенностей объемно-планировочного решения зрительного зала, дизайнерских требований, на технико-экономическом обосновании, которому должны предшествовать тщательный расчет необходимого количества приточного воздуха, расчет воздухораспределения, определение технологических показателей, например, расхода электроэнергии и холода на обработку воздуха.

Кондиционирование воздуха в офисных зданиях

В России системы кондиционирования воздуха в офисных зданиях стали применять только в последние годы в связи со стремлением к повышению качества жизни, улучшению условий труда, защиты от загрязнения атмосферы, борьбы с уличным шумом. Средства, затрачиваемые на устройство систем кондиционирования воздуха в офисных зданиях, и расходы на эксплуатацию установки оправдываются следующими преимуществами:

— поддержание комфортных условий для работников и посетителей;
— значительное уменьшение проникания в помещение уличных шумов благодаря постоянно закрытым окнам;
— устранение возможности проникания в помещения пыли (особенно в нижних этажах);
— возможность размещения на одной и той же площади большего числа работников без ухудшения состояния воздуха;
— постоянное поддержание температуры и относительной влажности воздуха на заданном уровне способствует повышению производительности труда.

Для современных офисных зданий характерны значительные теплопоступления в связи с тенденцией современной архитектуры к увеличению площади остекленения фасадов, конструированию стен с малоинерционными свойствами, к высокой интенсивности искусственного освещения, к увеличению количества офисной техники. Часто во внутренних зонах в связи с постоянными теплопоступлениями от искусственного освещения, людей и офисной техники требуется охлаждение и в холодный период года. Увеличение площади офисных помещений, гибкая планировка, большое количество помещений в здании с разнохарактерной нагрузкой на СКВ, индивидуальное регулирование температуры воздуха в каждом помещении выдвигают определенные требования к системам кондиционирования воздуха. Применение практически герметичного остекления для повышения теплозащиты, борьбы с шумом и пылью, загрязненностью воздуха вокруг здания требует подачи очищенного и обработанного наружного воздуха в помещения.

В помещениях со значительной поверхностью остекления в холодный период года возникают ниспадающие холодные токи воздуха у окон, температура на поверхности остекления всегда значительно ниже температуры воздуха в помещении, поэтому температура помещения не может быть принята равной температуре внутреннего воздуха. При выборе варианта СКВ для таких помещений следует принимать решения, направленные на увеличение температуры поверхности остекления в холодное время года и уменьшение ее в теплое время года, например, путем обдува поверхности остекления высокоскоростным конвективным потоком, создаваемым местным агрегатом кондиционирования воздуха.

Системы вентиляции и кондиционирования воздуха в жилых зданиях

В связи с ростом уровня жизни определенных слоев населения все больше жилых помещений оборудуются системами кондиционирования воздуха. Все жилые здания можно разделить на три большие группы:

— высотные многоквартирные здания;
— малоэтажные многоквартирные блокированные здания (таунхаусы);
— индивидуальные здания коттеджного типа.

В свою очередь, высотные многоквартирные жилые здания могут быть массового строительства и элитные.

Система обеспечения микроклимата помещений жилого здания должна круглогодично предусматривать постоянный приток чистого свежего воздуха, создание и поддержание комфортных условий. Техническая реализация этих задач определяется уровнем требований к поддержанию расчетных внутренних условий.

Ливчак И. Ф. и Наумов А. Л. [34] сформулировали основные положения, которые следует учитывать при проектировании и устройстве систем вентиляции жилых многоэтажных зданий. Эти положения можно отнести ко всем типам жилых зданий, их следует учитывать и при проектировании систем кондиционирования воздуха.

1. Система вентиляции — один из основных факторов инженерного обеспечения зданий, который определяет комфортность среды обитания и здоровье жителей.
2. Расход теплоты на вентиляцию современных квартир соизмерим, а в ряде случаев превышает, трансмиссионные теплопотери жилых зданий.
3. Потребность квартир в вентиляции, связанная с режимом их эксплуатации (приготовление пищи, стирка, переменное количество людей в течение суток и др.), характеризуется широким диапазоном необходимого воздухообмена, меняющегося по отдельным помещениям квартиры в течение суток. Минимальный воздухообмен в квартире должен обеспечить удаление из помещений вредностей, выделяемых строительными конструкциями, отделочными материалами, мебелью и т. п. (радон, фенолформальдегиды и др.). Минимально необходимый воздухообмен может быть принят по данным стандарта НП «АВОК» «Организация воздухообмена в квартирах многоэтажного жилого дома» [62]. Потребная глубина регулирования воздухообмена в квартире в большинстве случаев находится в диапазоне 10–100%.
4. Жители должны иметь возможность контролировать и регулировать воздухообмен вне зависимости от гравитационного и ветрового перепада давления в квартире и снаружи.
5. Движение воздуха в квартире должно быть организовано таким образом, чтобы направление потоков приточного воздуха из жилых помещений было направлено в зоны выделения вредностей на кухню, в ванные комнаты, туалеты. Интенсивность удаления воздуха из отдельных загрязненных зон не должна «опрокидывать» вытяжку из других. Например, включение надплиточного зонта на кухне не должно существенно снижать объем удаляемого воздуха в ванной комнате и туалете.
6. Организация воздухообмена не должна приводить к ухудшению акустического режима и должна предусматривать меры как по защите от «городского» шума, так и от шума, генерируемого системами механической вентиляции.

В зданиях массового жилищного строительства кондиционирование воздуха обычно не применяется, так как ограничиваются минимальным уровнем требований, который обеспечивают системы отопления и вентиляции. В настоящее время очень остро стоит проблема вентиляции жилых зданий в связи с реализацией мероприятий по тепловой защите зданий и применения окон с высокими теплозащитными свойствами и низким значением сопротивления воздухопроницанию. После реализации мероприятий по теплозащите здания величина расхода теплоты на нагревание

инфильтрующегося воздуха стала сопоставимой с потерями теплоты за счет теплопередачи через ограждающие конструкции и в некоторых случаях превышает последние.

СНиП 2.08.01-89 «Жилые здания» рекомендует следующую схему организации воздухообмена квартир, которая и принята в массовом жилищном строительстве. Наружный воздух поступает через неплотности в окнах и балконных дверях жилых комнат и удаляется через вытяжные решетки и каналы в кухнях, ванных комнатах и санузлах из зоны его наибольшего загрязнения. Таким образом, обеспечивается воздухообмен во всем объеме отдельно взятой квартиры. Внутриквартирные двери, как правило, открыты или имеют подрезку дверного полотна, уменьшающую их аэродинамическое сопротивление в закрытом положении. Так, например, щель под дверями ванной и уборной должна быть не менее 0,02 м высотой. Наружный воздух, поступающий через неплотности наружных ограждений (окон, балконных дверей), нагревается в помещении до температуры внутреннего воздуха, количество теплоты, необходимое для его нагревания, компенсирует система отопления.

С переходом на пластиковые окна с повышенным сопротивлением воздухопроницания эта схема организации воздухообмена не работает, так как даже на первом этаже многоэтажных зданий количество инфильтрующегося воздуха значительно меньше нормируемого воздухообмена жилой комнаты. Альтернативой этому решению стала механическая вытяжная вентиляция с организованным притоком очищенного от пыли наружного воздуха через приточные отверстия, клапаны или аппараты. В Западной Европе вентиляция жилых многоэтажных домов по схеме «активная механическая вытяжка — пассивный приток» получила широкое распространение. Приточные клапаны встраиваются в створку окна, под подоконной доской, в стену жилых комнат. Клапаны могут быть оборудованы шумоглушителями и ограничителями расхода приточного воздуха при увеличении скорости лобового ветра. Вытяжные решетки или клапаны устанавливаются в вентиляционных каналах кухни, ванны, санузла.

Для обеспечения устойчивой работы системы вентиляции, открытия приточных клапанов необходимо создать отрицательный перепад давлений внутри квартиры и снаружи (разрежение), поэтому вытяжная вентиляция устраивается механической с установкой вентилятора на один или группу вентиляционных каналов. В последнем случае структура вытяжной вентиляционной сети сохраняется такой же, как это принято при естественной вытяжной вентиляции многоэтажных зданий, то есть схема, включающая в себя вертикальный сборный канал — «ствол» с боковыми ответвлениями — «спутниками». Воздух поступает в боковое ответвление через вытяжное отверстие, расположенное в кухне, ванной комнате или туалете, и, как правило, в междуэтажном перекрытии над следующим этажом перепускается в магистральный сборный канал. Такая схема значительно компактнее системы с индивидуальными каналами. В качестве побудителя движения воздуха могут быть установлены крышные вентиляторы. Для снижения уровня звуковой мощности, излучаемой вентилятором, перед ним по ходу воздуха предусматривается шумоглушитель. С целью снижения расхода электроэнергии при неравномерной нагрузке в вентиляционной сети, когда отключаются отдельные вентиляционные клапаны и каналы по сигналу датчика температуры и относительной влажности в помещениях, применяют электронно регулируемый электропривод вентилятора, работающий по импульсу датчика разряжения в нижней точке системы. Это приводит к росту единовременных затрат на систему вытяжной вентиляции, но дает существенную экономию электроэнергии в процессе эксплуатации жилого здания.

Индивидуальная установка вытяжных вентиляторов в помещении кухни, ванной комнаты и санузла требует индивидуальных вытяжных вентиляционных каналов, для недопущения перетекания воздуха при одновременной работе нескольких вентиляторов. Поэтому применение такой схемы ограничивается из-за возрастания числа каналов с увеличением этажности здания. Положительными сторонами такого рода системы являются, во-первых, возможность периодической работы вентиляции, например, по датчику влажности в помещении, при ручном включении вентилятора или при

включении света, и, во-вторых, установка вентилятора в зоне ответственности самого потребителя. При выключенном вентиляторе такая система может работать как естественная вытяжка, поддерживая минимальный воздухообмен. В то же время она считается нецелесообразной из-за шума канальных вентиляторов в квартире и большой протяженности напорных вытяжных воздуховодов по зданию. Такая схема плохо сочетается с центральной механической приточной системой из-за дисбаланса, возникающего при периодической работе вытяжной вентиляции такого типа.

Периодическая работа системы вентиляции «активная механическая вытяжка — пассивный приток» по команде датчиков снижает общий расход теплоты на нагревание наружного воздуха. Дополнительная экономия тепловой энергии на нагревание вентиляционного воздуха достигается при индивидуальном регулировании производительности приточных клапанов. Клапаны снабжаются поворотной шиберующей пластиной, позволяющей уменьшить расход воздуха в отдельном помещении или во всей квартире. Возможность индивидуального регулирования воздухообмена в зависимости от режима эксплуатации квартиры дает ощутимую экономию (20–30%) тепловой энергии на нагревание вентиляционного воздуха.

Достоинством таких систем также являются простота и низкая стоимость вентиляционного оборудования, что и объясняет широкое применение таких решений в массовом жилищном строительстве жилых многоэтажных зданий, в том числе и в России.

Постоянно работающая система вентиляции квартир с использованием приточных клапанов, встроенных в створки окон или наружные стены, при низких температурах наружного воздуха может привести к тепловому дискомфорту, связанному с неравномерным распределением температуры и скорости движения воздуха в помещениях. Приточные отверстия испытывают значительное влияние ветровых и гравитационных нагрузок, что приводит к нестабильности воздушного и теплового режима помещений.

При неравномерном срабатывании вытяжных вентиляционных клапанов в отдельных квартирах изменяется характеристика вентиляционной сети, что приводит к перераспределению потоков воздуха и отклонениям воздухообмена в других квартирах. В Западной Европе ограничивают эффективную область применения таких систем вентиляции районами с температурой наружного воздуха не ниже –10°С. В Москве по инициативе и поддержке АВОК и Правительства Москвы построен экспериментальный семнадцатиэтажный пятисекционный жилой дом общей площадью 25000 м^2 серии 111-355.МО в микрорайоне Никулино-2, оснащенный системой механической вытяжной вентиляции с регенерацией теплоты удаляемого воздуха в тепловом насосе и использованием ее на нужды отопления и горячего водоснабжения. При этом приток наружного воздуха осуществляется естественным путем через автоматические регулируемые воздухозаборные устройства.

Специалисты все более склоняются к необходимости устройства механической регулируемой приточно-вытяжной вентиляции с регенерацией теплоты удаляемого воздуха. Опыт использования подобных установок есть в Европе, в таких странах, как Германия, Швеция, Австрия. В течение последних лет АВОК на страницах печати постоянно обсуждает вопрос целесообразности и необходимости механической приточно-вытяжной вентиляции в жилых и общественных многоэтажных зданиях как альтернативу естественной вентиляции. По инициативе АВОК построен экспериментальный объект, на котором проводятся натурные исследования микроклимата и энергоаудит: 18-этажный 264-квартирный жилой дом на Красностуденческом проезде с индивидуальными поквартирными приточно-вытяжными системами вентиляции с регенерацией теплоты удаляемого воздуха.

В России оборудование жилых зданий приточными механическими системами вентиляции пока происходит значительно реже, чем механическими вытяжными, так как это существенно удорожает проект за счет стоимости самой системы, места для приточной установки и площадей, необходимых для прокладки воздуховодов.

Преимуществами механических приточных систем являются:
— гарантированная подача требуемого количества приточного воздуха в каждую квартиру;

— возможность очистки от пыли приточного воздуха и уменьшение аллергических заболеваний;
— возможность подачи в помещение нагретого или охлажденного воздуха, исключающего дутье вне зависимости от погодных условий на улице;
— возможность энергосбережения за счет регенерации теплоты удаляемого воздуха для нагревания приточного;
— возможность регулирования воздухообмена в помещениях и общего расхода воздуха в системе с целью снижения расхода электроэнергии и теплоты.

К недостаткам, кроме высокой стоимости, следует отнести затраты электроэнергии на перемещение приточного воздуха, а также возможные дополнительные потери теплоты и холода при транспортировке воздуха в воздуховодах и приточной камере, которая размещается в подвале или на верхнем техническом этаже.

Механическая приточно-вытяжная вентиляция (кондиционирование воздуха) для жилых многоэтажных зданий может быть *центральной, местно-центральной* или *индивидуальной для каждой квартиры.*

В *центральной* системе приточные металлические воздуховоды — стволы со «спутниками» — располагаются внутри квартиры в технических шахтах, из которых выполняется раздача приточного воздуха непосредственно в комнаты. При этом разводка приточных воздуховодов осуществляется за подшивным потолком внутриквартирного холла. В высоких зданиях на каждую зону по высоте в 10–12 этажей проектируются самостоятельные стволы приточных воздуховодов. В приточной камере воздух фильтруется в сухих фильтрах класса от G5 до F7 включительно, нагревается в воздухонагревателях в холодное время года, возможно также централизованное охлаждение наружного воздуха в воздухоохладителях в теплое время года.

С целью снижения расхода теплоты на нагревание воздуха и расхода холода на охлаждение целесообразно применить регенерацию теплоты удаляемого воздуха, что невозможно осуществить в системах вентиляции с естественным неорганизованным или организованным притоком наружного воздуха. Вентилятор приточной системы подбирается с учетом потерь давления во всех элементах сети, в том числе и внутриквартирных воздуховодах. Как правило, это центробежный вентилятор двухстороннего всасывания центральной приточной установки с нерегулируемым числом оборотов и постоянным расходом воздуха.

В условиях неравномерной нагрузки, связанной с переменным режимом функционирования отдельных жилых ячеек (приготовление пищи, купание, стирка, сон, активный отдых) система центральной приточной, а для обеспечения баланса воздуха и центральной вытяжной вентиляции, работает с постоянным расходом воздуха, что не способствует энергосбережению. Отключение по инициативе жильцов отдельных ответвлений приточных воздуховодов и вытяжных вентиляционных каналов может привести к гидравлической разрегулировке всей системы в целом и необеспечению требуемых расходов воздуха по помещениям, к дисбалансу общего расхода приточного и удаляемого воздуха, что скажется на эффективности теплообменника регенерации теплоты.

Местно-центральные системы с вентиляторными доводчиками (фэнкойлами) также могут применяться в жилых многоэтажных зданиях. Возможна подача наружного воздуха в помещение через наружные воздухоприемные решетки в смесительную камеру фэнкойла или по воздуховодам от центрального кондиционера в размере минимального воздухообмена. Вентиляционные доводчики могут работать как отопительные приборы в холодное время года. Недостаток таких систем — шум, создаваемый вентиляторами фэнкойлов в жилых помещениях, опасность отказа системы при отключении электроэнергии в режиме отопления.

Вариант *с поквартирными приточно-вытяжными системами* и регенерацией теплоты удаляемого воздуха лишен недостатков, присущих центральным и местно-центральным системам. Требуемое количество удаляемого воздуха забирается из помещений с высоким содержанием влаги и загрязнений (кухни, санузла, ванной комнаты), а затем охлаждается в теплообменнике. При этом происходит конденсация водяных паров, содержащихся во влажном воздухе, и выделение скрытой

теплоты, охлажденный воздух выбрасывается наружу. Такое же количество предварительно очищенного от пыли и, при необходимости, подогретого наружного приточного воздуха нагревается в теплообменнике и подается в жилые помещения, спальные и детские комнаты. Особый режим вентиляции предусматривается для помещения кухни. При приготовлении пищи в работу включается зонт над кухонной плитой, оборудованный самостоятельным вентилятором. Для удаления воздуха от таких зонтов и исключения жировых отложений на стенках вентиляционных каналов и поверхности теплообменника регенерации теплоты и вентилятора, как правило, предусматриваются отдельные воздуховоды, не связанные с системой общеобменной вытяжной вентиляции кухни. Приток при работающем зонте предусмотрен через окна или специальные приточные элементы. Отдельные агрегаты могут работать без опасности замерзания образующегося конденсата до температуры наружного воздуха –15°С, при более низкой температуре необходим дополнительный подогрев наружного воздуха, который осуществляется в водяном или электрическом воздухонагревателе. Есть установки, в которых предусмотрен подогрев удаляемого воздуха для предотвращения замерзания конденсата. Соответствующие компактные приточно-вытяжные агрегаты с регенерацией теплоты удаляемого воздуха располагаются в пространстве подшивного потолка коридора, на чердаках, в подвалах или во вспомогательных помещениях.

Может быть достигнута значительная экономия электроэнергии и топлива при изменении расхода приточного и удаляемого воздуха в системе механической вентиляции в условиях неравномерной заполняемости отдельных помещений или всего объема квартиры (индивидуального жилого дома) в течение суток, переменного технологического режима эксплуатации отдельных помещений (кухни, ванной комнаты, гаража). Поэтому, наиболее перспективно применение установок, в которых предусмотрена возможность регулирования расхода приточного и удаляемого воздуха в соответствии с изменяющейся нагрузкой в отдельной квартире многоэтажного жилого дома, индивидуального жилого дома или индивидуальной жилой секции.

Таким образом, поквартирная система механической приточно-вытяжной вентиляции жилого здания обладает следующими преимуществами перед другими системами вентиляции:
— вентилирование всего пространства квартиры и отдельных ее помещений в соответствии с потребностями;
— подача в помещение очищенного от пыли и подогретого наружного воздуха;
— переменный расход приточного и удаляемого воздуха в соответствии с изменяющейся нагрузкой;
— программное регулирование расхода приточного и удаляемого воздуха по часам суток в соответствии с заполняемостью помещений людьми;
— экономия электроэнергии и топлива за счет регулирования расхода воздуха, а также регенерации теплоты удаляемого воздуха;
— сбалансированная вентиляция в объеме квартиры, снижающая потери теплоты от инфильтрации наружного воздуха, способствующая высоким значениям коэффициента эффективности теплообменника;
— отсутствие гидравлической разрегулировки в вентиляционной сети;
— пожарная безопасность.

Для охлаждения воздуха в теплый период года поквартирная система механической приточно-вытяжной вентиляции может быть дополнена одним канальным или несколькими автономными кондиционерами типа сплит (только охлаждение или охлаждение и обогрев), требуемая холодопроизводительность которых должна определяться с учетом расхода холода на охлаждение наружного воздуха, подаваемого системой приточной вентиляции.

Стоимость таких установок достаточно высока, поэтому они пока мало используются в массовом жилищном строительстве, но могут быть с успехом применены при строительстве элитного жилья. Сплит системам свойственны такие недостатки, как наличие наружных блоков на фасаде зданий, необходимость отвода конденсата, шум и трудность обслуживания.

Вариантов технических решений системы кондиционирования воздуха индивидуальных жилых домов, к которым можно отнести и отдельные одноквартирные секции многосекционных жилых зданий типа «таунхаус», множество. Выбор технического решения зависит от уровня требований к микроклимату в помещениях и финансовых возможностей индивидуального заказчика.

В нормативном документе «Нормы и правила проектирования коттеджной застройки» (Дополнение №1 к МГСН 1.01-98 и Дополнение №3 к МГСН 3.01-96) отмечено, что устройство приточно-вытяжной механической вентиляции, кондиционирования воздуха, а также установок утилизации тепла (холода) вытяжного воздуха и других установок нетрадиционной энергетики определяется заданием на проектирование.

Основными требованиями индивидуального заказчика являются:
- отсутствие внутренних блоков, скрытая установка оборудования, не влияющая на интерьер помещения;
- отсутствие на фасадах здания наружных блоков;
- возможность индивидуального регулирования температуры воздуха в помещениях;
- подача чистого свежего воздуха в помещения;
- малый уровень шума в помещениях, особенно в спальнях.

Немаловажной для заказчика является экономия затрат при эксплуатации системы кондиционирования воздуха, отопления и горячего водоснабжения. Поэтому уже на стадии проектирования следует закладывать принципиальные технические решения, направленные на энергосбережение. В настоящее время существует практика раздельного проектирования систем отопления, горячего водоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха всех зданий, в том числе и коттеджей, что не позволяет принять экономичное и эффективное техническое решение.

Возможные варианты технических решений системы обеспечения микроклимата индивидуального жилого здания (коттеджа):
- устройство независимой системы водяного отопления с отопительными приборами, трубопроводами, автономным или централизованным источником теплоты, систем приточной и вытяжной вентиляции, кондиционирования воздуха с использованием кондиционеров сплит-систем, мультизональных систем типа VRV, в том числе с внутренними блоками канального типа;
- устройство независимой системы отопления и центральной системы кондиционирования воздуха, обслуживающей все помещения здания, с одним или несколькими центральными кондиционерами, как правило, подвесного типа, максимальный расход воздуха в которых определяется из расчета на удаление теплоизбытков из помещений здания, система должна быть с переменным расходом воздуха;
- устройство водовоздушной системы кондиционирования воздуха с вентиляторными доводчиками (фэнкойлами, напольными конвекторами) и подача в помещения воздуха в размере санитарной нормы на одного человека, что может быть осуществлено центральной системой кондиционирования воздуха, центральной приточной установкой, поэтажными компактными приточно-вытяжными агрегатами со встроенными рекуператорами или непосредственно через фэнкойлы со смесительной камерой. Такая система обеспечивает отопление и охлаждение помещений коттеджа круглогодично.

Преимущества водовоздушной системы кондиционирования воздуха с фэнкойлами в полной мере проявляются для одноквартирных жилых зданий (коттеджей) так как возможно не только обеспечить отопление и охлаждение помещений, но и частично обеспечить подогрев воды в системе горячего водоснабжения. Теплота конденсации безвозвратно выбрасывается в атмосферу в сплит-системах, в большинстве установок мульти сплит-систем типа VRF с воздушным охлаждением конденсатора, в чиллерах с воздушным охлаждением конденсатора. В водовоздушных системах кондиционирования воздуха коттеджей теплоту конденсации возможно использовать для подогрева воды на нужды горячего водоснабжения, выбирая чиллер соответствующего типа: с водяным ох-

лаждением конденсатора или с воздушным охлаждением конденсатора и полной регенерацией теплоты конденсации. С энергоэкономичной точки зрения, совместное использование теплоты и холода, вырабатываемое чиллером, повышает эффективность инженерных систем здания, уменьшает срок окупаемости капитальных вложений.

Перспективным является использование для жилых зданий системы вентиляции или кондиционирования воздуха с переменным расходом воздуха. В отличие от общественных зданий механическая система вентиляции в жилом здании должна работать круглосуточно. В то же время жилым зданиям свойственна существенная неравномерность заполнения помещений людьми как по часам в течение суток в одной квартире, так и по помещениям в квартире повышенной комфортности в отдельные часы суток. Система механической приточной вентиляции проектируется на расчетные условия и максимальный требуемый воздухообмен, определяемый на основе составления баланса воздуха по притоку и вытяжке в отдельно взятой квартире, одноквартирной секции или индивидуальном жилом здании. При этом характерны следующие средние значения кратности воздухообмена для одноквартирных блок-секций и индивидуальных жилых зданий: минимальное значение 0,4–0,45, среднее значение (номинальный режим) 0,65–0,7 и максимальное значение 0,8–0,9. Увеличение минимального значения кратности воздухообмена по сравнению со значением 0,35, рекомендованным Стандартом АВОК, до 0,4 связано с ограничениями по глубине регулирования расхода воздуха, перемещаемого вентилятором, для большинства вентиляторов глубина регулирования допускается не менее 50%.

С целью экономии расхода теплоты и электроэнергии в процессе эксплуатации с учетом неравномерности заполнении людьми следует предусматривать регулирование количества подаваемого в помещения квартиры воздуха, что становится реально возможным с применением системы механической приточной вентиляции. Также целесообразно применить регенерацию теплоты удаляемого воздуха в механической приточной системе вентиляции, при этом изменение количества воздуха через теплообменник в сторону уменьшения приводит к росту его коэффициента эффективности и увеличению количества отбираемой теплоты. Таким образом, система вентиляции отдельной квартиры-секции, индивидуального жилого дома должна проектироваться с переменным расходом воздуха и регенерацией теплоты удаляемого воздуха.

Расчетный расход воздуха в воздушной системе кондиционирования воздуха будет всегда больше, чем расход воздуха в системе механической приточной вентиляции, так он определяется из расчета удаления максимальных теплопоступлений в помещении. Минимальный расход воздуха в системе с переменным расходом приточного воздуха будет всегда больше минимально необходимого расхода наружного воздуха, так как первый определяется из расчета удаления минимальных теплопоступлений в помещении. Суммарный расход воздуха необходимо определять с учетом неравномерности временной и пространственной нагрузки на СКВ. Регулирование расхода воздуха, подаваемого в помещение, в традиционных системах кондиционирования воздуха с переменным расходом осуществляется только по датчику температуры воздуха в помещении. Для жилых зданий СКВ с переменным расходом воздуха должна предусматривать регулирование также и по датчику концентрации углекислого газа в помещении.

Системы технологического кондиционирования воздуха

Системы технологического кондиционирования воздуха предназначены для обеспечения параметров микроклимата для нормального протекания технологического процесса. Основные причины, вызывающие необходимость поддержания требуемых значений температуры и относительной влажности воздуха в помещении следующие:

1. Изменение размеров металлических деталей при колебании температуры воздуха (точное ма-

шиностроение и приборостроение, производство шарикоподшипников, калибров и оптических линз, точные измерительные лаборатории).

2. Влияние относительной влажности воздуха на размеры гигроскопических тел, в частности бумаги (цветная литография, точные чертежные работы на плизе).
3. Коррозия металлов при повышенной относительной влажности воздуха (точное машиностроение и приборостроение, производство шарикоподшипников и калибров, машинные залы автоматических телефонных станций, электроаппаратные помещения, инструментальные мастерские и кладовые, склады черного металла).
4. Электризация ряда гигроскопических материалов (пряжи, ткани, бумаги) при относительной влажности воздуха меньше 55–65% (текстильное, полиграфическое производство).
5. Очистка от пыли в наружном воздухе (точное машиностроение и приборостроение, производство шарикоподшипников, калибров, оптических линз, приборов электроники, полупроводников).
6. Потеря сыпучести порошкообразных веществ при повышенной относительной влажности воздуха (фармацевтическое производство, изготовление анилокрасителей и различные химические производства, мукомольные и цементные предприятия, производство и хранение сахара, соли и других гигроскопических сыпучих веществ).
7. Изменение консистенции коллоидных пленок и тел при колебаниях температуры и относительной влажности воздуха (производство кинопленки и фотоматериалов, полиграфическое, кондитерское, фармацевтическое производства).
8. Влияние на диэлектрические свойства гигроскопических изоляционных материалов повышенной относительной влажности воздуха (производство кабеля, намотка катушек и трансформатора и т. д.).
9. Изменение формы и механических свойств гигроскопических тел при колебании относительной влажности воздуха (деревообрабатывающее, спичечное производства, изготовление наждачной бумаги и абразивных кругов, музеи, архивы, библиотеки, производство и хранение изделий из кожи, мыла, табака, резины, дерева).
10. Замедление биохимических процессов и деятельности микроорганизмов при понижении температуры воздуха (производство и хранение пищевых продуктов).
11. Зависимость скорости высыхания влажных гигроскопических тел от относительной влажности воздуха (производство и хранение пищевых продуктов, осушение строительных конструкций и т.д.)
12. Изменение скорости протекания различных химических реакций и процессов кристаллизации при колебаниях температуры и относительной влажности воздуха. На горячих производствах (металлургическое, литейное, кузнечное), при шахтной добыче полезных ископаемых и в горячих цехах предприятий пищевой промышленности кондиционирование воздуха необходимо для облегчения труда рабочих.

Многие производимые и хранимые материалы и изделия гигроскопичны и находятся в процессе постоянного обмена влагой с окружающей средой. Если воздух сухой, то он поглощает влагу до тех пор, пока не достигнет состояния равновесия, в результате чего материалы и изделия высыхают и теряют качество и вес. Основной физической характеристикой гигроскопического материала является равновесная влажность, которая определяется как отношение массы содержащейся в нем влаги к его массе в абсолютно сухом состоянии.

Для каждого материала могут быть получены изотермы сорбции–десорбции в виде графической зависимости равновесной влажности материала от относительной влажности окружающего воздуха. Предотвратить процесс усушки материала можно, повышая относительную влажность окружающего воздуха путем его увлажнения. Производственные помещения, где требуется увлажнение воздуха — помещения текстильной промышленности, полиграфической, холодильные камеры для хранения овощей и фруктов и других продуктов питания, обработки овощей и фруктов (взве-

шивания, упаковывания и маркировки), обработка табака, часовая промышленность, теплицы, точная микроэлектроника, фармакология.

Осушение воздуха часто требуется в помещениях новых зданий, сырых подвалах, складах гигроскопических материалов (сахар, мука, соль, химикаты, бумага, ткани), складах черных металлов, мастерских точной механики, часовых мастерских, инструментальных, архивах и библиотеках, хранилищах картин и музейных экспонатов.

В помещениях деревообрабатывающей промышленности необходимо обеспечить постоянную разность влагосодержания воздуха на поверхности древесины и влагосодержания воздуха в помещении в течение всего производственного процесса, чтобы предотвратить ее растрескивание, защитить от высыхания и коробления мебель и деревянные части, предотвратить преждевременное неконтролируемое высыхание клея, формирование пыли.

Системы кондиционирования воздуха в музеях, библиотеках и архивах

В помещениях музеев, библиотек и архивов кондиционирование воздуха необходимо прежде всего для сохранения произведений искусства, картин, музыкальных инструментов, книг, документов, внутренних интерьеров, и только затем для создания комфортных условий для людей. Поэтому его можно отнести к технологическому кондиционированию воздуха.

В помещениях музеев и библиотек можно выделить несколько типов помещений в зависимости от наличия или отсутствия коллекции, массового или частичного присутствия людей. Классификация помещений музея и библиотеки представлена в таблице 1.1.

В помещениях, где отсутствуют коллекции, систему кондиционирования воздуха проектируют по общим правилам для гражданских зданий, предусматривая самостоятельные системы. Помещения с коллекциями соответственно при неограниченном доступе посетителей и ограниченном доступе людей (хранителей, реставраторов, научных работников и т.д.), должны обслуживаться разными установками кондиционирования воздуха.

Таблица 1.1. Классификация помещений музея и библиотеки

<table>
<tr><th colspan="2" rowspan="2">Тип помещения</th><th colspan="2">Уровень загрязнения помещения</th></tr>
<tr><th>Высокий (грязные)</th><th>Низкий (чистые)</th></tr>
<tr><td rowspan="2">Наличие коллекции</td><td>Ограниченный доступ</td><td>Лаборатории реставрации, рабочие помещения (лаки, пыль, водяные пары)
Влажные коллекции (заспиртованные природные экспонаты)
Коллекции фотографий (уксусный синдром)</td><td>Хранилища, подвалы, лаборатории</td></tr>
<tr><td>Неограниченный доступ</td><td></td><td>Галереи, выставочные залы, читальные залы</td></tr>
<tr><td rowspan="2">Отсутствие коллекции</td><td>Кратковременное пребывание</td><td>Курительные комнаты</td><td>Служебные помещения</td></tr>
<tr><td>Постоянное пребывание</td><td>Кафетерии, комнаты отдыха, где разрешено курение</td><td>Присутственные места без приготовления и поглощения пищи, без курения</td></tr>
</table>

Параметры микроклимата в помещениях музея при наличии коллекции определяются в зависимости от свойств материала, из которого изготовлена коллекция: гигроскопических (ткань, кожа, дерево, бумага, минералы) и физико-химических (металл, стекло, фото- и киноматериалы), а также химическим составом материалов (органическое или неорганическое соединение, тип краски на художественных полотнах — масляная или акриловая). Зачастую они еще недостаточно хорошо изучены и подбираются индивидуально к каждому конкретному экспонату. При размещении экспозиции следует учитывать конфликтные условия сохранности для разных типов материалов коллекции. Например, нельзя хранить бумагу и фотоматериалы вместе, так как бумага выделяет газы, оказывающие разрушающее воздействие на фотоматериалы.

Наименее требовательны материалы к поддержанию температуры внутреннего воздуха. Ее нормируемое значение для большинства материалов составляет 15–25°С. Наиболее чувствительны почти все материалы к относительной влажности воздуха. Относительная влажность воздуха 75% и выше является критической для большинства материалов.

В помещениях музея, в первую очередь для сохранения произведений искусства, картин, музыкальных инструментов, книг, документов, внутренних интерьеров, необходимо обеспечить параметры микроклимата. В то же время технологические требования в помещениях, где постоянно находятся люди, не должны противоречить комфортным условиям, допустимым или оптимальным, определяемым по ГОСТ 30494-96 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещении». В помещениях музея, где отсутствуют коллекции, параметры воздуха определяются из комфортных условий по ГОСТ 30494-96. Принимаются допустимые или оптимальные параметры в зависимости от уровня требований.

В архивах, лабораториях холодного хранения должна поддерживаться температура воздуха 10–14°С, относительная влажность воздуха — 30–50%. В помещениях хранения экспонатов из металла, для исключения коррозии, относительная влажность воздуха не должна превышать 30%.

Скорость воздуха (подвижность) в музейных помещениях должна находиться в пределах 0,1–0,3 м/с, скорость обдува открыто расположенных экспонатов (картин и других чувствительных к эрозии поверхностей) потоком приточных струй не должна превышать 0,2 м/с.

Ценность экспонатов, их физические свойства, продолжительность экспозиции и хранения определяют уровень требований к точности поддержания внутренних условий. В зависимости от уровня требований музейные помещения можно разделить на пять категорий: АА — очень высокий, А — высокий, В — средний, С — пониженный, Д — низкий. Очень высокий уровень требований должен обеспечить длительную сохранность особо ценных уникальных экспонатов, памятников литературы, искусства и т. д. в хранилищах, специальных камерах, реставрационных лабораториях и в экспозиционных залах. Высокий уровень требований обеспечивает практически полную сохранность предметов в реставрационных лабораториях, экспозиционных залах, хранилищах, галереях. Средний уровень требований необходим для большинства взаимозаменяемых и мало подверженных разрушению предметов хранения и экспозиции, что характерно для профильных, отраслевых и краеведческих музеев, музеев народного творчества, церквей, используемых как музеи, исторических зданий. Средний и пониженный уровень требований обеспечивают внутренние условия, наиболее приближенные к естественным, например в исторических зданиях, церквях, музеях сезонной работы, домах-музеях и квартирах. В этом случае необходимо учитывать параметры окружающей среды, сложившейся исторически, то есть условия, к которым та или иная коллекция адаптирована в силу своих особенностей. Низкий уровень требований допускается в районах с мягким невлажным климатом в помещениях музеев сезонного использования или размещаемых под открытым небом, в церквях.

Особенно негативно сказываются на состоянии экспонатов значительные колебания относительной влажности воздуха в помещении, как быстрые, так и в течение сезона. Допустимые значения амплитуды суточных колебаний температуры и относительной влажности воздуха в зависимости от уровня требований к точности поддержания внутренних условий представлены в таблице 1.2.

Высоко уязвимые экспонаты могут быть помещены в специальные камеры или зоны с контролируемой воздушной средой, размещаемые внутри помещений хранения или экспозиции, тогда в них допускается более низкий уровень требований и широкий диапазон изменения параметров воздуха.

Для учета естественного сезонного хода изменения температурно-влажностных свойств наружных ограждений (особенно в старинных и реконструируемых зданиях), предотвращения конденсации водяных паров на наружных ограждениях в холодный период, а также с целью энергосбережения следует принимать и обеспечивать минимальные значения температуры и относительной влажности воздуха для холодного периода года и максимальные значения этих параметров — для теплого

периода года. Эти значения необходимо выбирать из диапазона значений, определенных по условиям хранения, допустимым сезонным колебаниям параметров воздуха и по комфортным условиям. Следует выбирать расчетные параметры в помещениях при наличии коллекций для двух режимов: отсутствия людей и их присутствия с учетом допустимых суточных колебаний температуры.

Таблица 1.2. Допустимые значения амплитуды суточных и сезонных колебаний температуры и относительной влажности воздуха в помещении при наличии коллекции

Уровень требований	Амплитуда колебания температуры, °С		Амплитуда колебания относительной влажности воздуха, %		Степень повреждения
	суточная	сезонная	суточная	сезонная	
АА — очень высокий	±2	±4,5	±5	0	Отсутствие механических повреждений всех предметов искусства и картин
А — высокий	±2	+4,5 (–8)	±10	±10	Небольшой риск для уязвимых предметов искусства, отсутствие механических повреждений большинства предметов искусства, картин, фотографий и книг
В — средний	±4,5	+8, но температура воздуха не выше 30°С	±10	±10	Умеренный риск для уязвимых предметов искусства, малый риск для большинства картин, фотографий, отдельных предметов искусства и книг, отсутствие риска для большинства предметов искусства и книг
С — пониженный	Амплитуда колебаний не нормируется, температура воздуха 25°С		Амплитуда колебаний не нормируется, относительная влажность воздуха в течение года — 25–75%		Высокий риск для уязвимых предметов искусства, умеренный риск для большинства картин, фотографий, отдельных предметов искусства и книг, малый риск для большинства предметов искусства и книг
Д — низкий	Не нормируется		Относительная влажность ниже 75%		Высокий риск деформации и разрушения для предметов искусства, большинства картин, фотографий и книг, коррозии металла, риск может быть снижен в течение холодного периода при отсутствии отопления

Все требования к микроклимату для сохранности музейных коллекций должны распространяться только на зону размещения экспонатов. В зоне пребывания людей необходимо обеспечивать комфортные требования. Определение обслуживаемой зоны, как части объема помещений высотой 2 м от уровня пола, не распространяется на помещения музеев при наличии коллекций, которые могут быть размещены на любой высоте, что следует учитывать при расчете воздухораспределения.

В помещениях, где отсутствуют коллекции, проектируют систему кондиционирования воздуха по общим правилам для гражданских зданий, предусматривая самостоятельные системы. Помещения с коллекциями, соответственно, при неограниченном доступе посетителей и ограниченном доступе людей — хранителей, реставраторов, научных работников и т.д. — должны обслуживаться разными установками кондиционирования воздуха.

Очень часто музеи, библиотеки и архивы занимают старые здания постройки прошлых веков. В таких зданиях проводят реконструкцию и оснащают их современными системами обеспечения микроклимата. В процессе разработки проекта реконструкции и при эксплуатации таких зданий необходимо обеспечить сохранность основных элементов декора в интерьере и конструкций самих зданий, представляющих историческую ценность. При этом возникает масса трудностей, связанных с необходимостью скрытого размещения всех элементов систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, чтобы не нарушить внутреннюю обстановку и внешний облик здания, отсутствием или ограничением строительного объема для размещения оборудования СКВ, сложностью прокладки воздуховодов и трубопроводов, устройства забора и удаления воздуха. Старые здания с минимальной инсоляцией и хорошо просушенными ограждениями должны быть защищены от потенциальных разрушений, созданных работающей круглый год системой кондиционирования

воздуха для стабилизации относительной влажности в помещении. При устройстве систем вентиляции и кондиционирования воздуха следует максимально использовать существующие каналы, предназначенные ранее для огневоздушного отопления, для вытяжных систем или для прокладки металлических воздуховодов приточных систем.

При проектировании новых музеев, библиотек или архивов именно для этого типа зданий наиболее важно иметь на ранней стадии проектирования команду проектировщиков, включающую специалиста по кондиционированию воздуха. Это позволит учесть при разработке объемно-планировочных и конструктивных решений здания факторы, ограничивающие единовременные и эксплуатационные затраты на создание и функционирование СКВ и на все здание в целом. К таким факторам можно отнести:

— уровень технологических требований к системе обеспечения микроклимата, определяемый материалом, из которого изготовлены экспонаты, ценностью коллекции, продолжительностью ее хранения и экспозиции;
— схему организации воздухообмена, выбор которой связан с размещением воздухораспределителей, местных агрегатов СКВ и устройств для забора воздуха в интерьере;
— соотношение естественного рассеянного освещения и искусственного освещения (подсветка);
— загрязненность атмосферного воздуха;
— интенсивность потока экскурсантов;
— уровень шума внутри и снаружи здания;
— размещение оборудования СКВ во внутреннем пространстве здания и снаружи него, а также устройства для забора и удаления воздуха.

Расход приточного воздуха в помещениях музея при наличии коллекций следует определять расчетом в соответствии с принятой схемой организации воздухообмена и типом воздухораспределителя. Следует учитывать теплопоступления и влагопоступления от людей (посетителей и музейных работников), теплопоступления от солнечной радиации, в том числе рассеянной солнечной радиации через фонари естественного освещения, теплопоступления от искусственного освещения, в том числе и подсветки. В экспозиционных залах следует принимать площадь пола, приходящегося на одного человека: максимальное значение — 7,4 м^2, среднее значение — 5,6 м^2, минимальное значение — 3,7 м^2. Общий расход приточного воздуха в помещении экспозиции должен быть достаточен, чтобы обеспечить отсутствие застойных зон вокруг экспонатов, в то же время не допускается направлять приточную струю на них. Кратность воздухообмена должна быть не менее 6–8. При реконструкции существующих музеев следует определять фактические выделения теплоты и влаги на основе составления теплового, влажностного и воздушного балансов помещения.

В помещениях хранилищ следует принимать воздухообмен не менее двух–трехкратного с целью обеспечения хорошей циркуляции и перемешивания воздуха.

Минимальный расход наружного воздуха для каждого помещения определяется из расчета санитарной нормы на одного человека, создания подпора в кондиционируемом помещении, а в помещениях реставрации — и из условия компенсации воздуха, удаляемого местными отсосами, и из расчета разбавления вредностей. Расход наружного воздуха, подаваемого в экспозиционные залы на одного человека, должен быть не менее 30 м3/(ч.чел). Общий расход наружного воздуха следует определять в зависимости от типа многозональной системы кондиционирования воздуха. Может быть предусмотрена возможность изменения расхода наружного воздуха по датчику концентрации углекислого газа при изменении потока посетителей.

При расчете воздухораспределения в помещениях музейных зданий, где размещается коллекция, следует учитывать место ее размещения, а также размеры зоны пребывания людей (посетителей и сотрудников). В музейных помещениях при наличии коллекции с постоянным доступом предпочтительно предусматривать перемешивающую вентиляцию (mixing ventilation, MV) по схеме «сверху–вниз», так как вытесняющая вентиляция (displacement ventilation, DV) хорошо работает только при устойчи-

вых конвективных потоках от неподвижных источников. В лабораториях реставрации схема организации воздухообмена должна выбираться с учетом плотности веществ, используемых при реставрации. Выбор типа воздухораспределителей, особенно в исторических зданиях, должен определяться архитектурно-строительными требованиями к интерьерам музейных помещений и условиями энергосбережения. Этим требованиям наиболее отвечают щелевые воздухораспределители. Нежелательно использование в экспозиционных помещениях открыто установленных кондиционеров-доводчиков. Особенно это касается музеев, расположенных в старинных и реставрируемых зданиях.

Помещения при наличии коллекций и, соответственно, при неограниченном доступе посетителей и ограниченном доступе людей (хранителей, реставраторов, научных работников и т. д.) должны обслуживаться самостоятельными системами кондиционирования воздуха. В помещениях, где отсутствуют коллекции, проектируют систему вентиляции и кондиционирования воздуха по общим правилам для гражданских зданий, предусматривая самостоятельные системы.

Для круглогодичного поддержания в каждом помещении музея заданных параметров микроклимата необходимо проектировать центральные многозональные СКВ. Наиболее часто применяются воздушные многозональные системы с температурными доводчиками, особенно для реконструируемых зданий, и двухканальные системы, значительно реже — водовоздушные системы, так как размещение фэнкойлов вдали от экспонатов является проблематичным, а также существует больший риск протечек воды в системах тепло- и холодоснабжения, особенно в четырехтрубных. Так как наиболее важным контролируемым параметром в помещениях музеев является относительная влажность воздуха, то наиболее предпочтительным типом многозональной СКВ является двухканальная система с переменным расходом воздуха. Одноканальные системы с переменным расходом воздуха, в том числе индукционные, имеют ограниченное применение, так как не могут обеспечить поддержания заданного значения относительной влажности и циркуляции воздуха в каждом помещении. Воздушные системы с целью экономии теплоты и холода должны быть всегда с рециркуляцией внутреннего воздуха.

СКВ, обслуживающие помещения экспозиционных залов музея и галереи, а также административные, лекционные и конференц-залы, вестибюли, гардеробы, кассовые залы и рекреации, кафетерии, рестораны, комнаты отдыха должны проектироваться и работать в двух или нескольких режимах: в режиме с посетителями, в режиме при их отсутствии. При этом возможно использовать принцип ступенчатого (две установки) или плавного (вентилятор с регулируемым числом оборотов) регулирования расхода воздуха.

Для обработки и подачи воздуха в специальные камеры или зоны с контролируемой воздушной средой следует применять системы кондиционирования воздуха с постоянным поддержанием значения относительной влажности воздуха (шкафные прецизионные кондиционеры). Система автоматического регулирования должна обеспечивать поддержание постоянного значения температуры и относительной влажности воздуха с заданной точностью, определяемой уровнем требований, для чего в камерах, зонах и в помещении устанавливают гидростаты и термостаты.

Для очистки приточного воздуха от пыли в центральной установке следует предусматривать две ступени очистки, вторая ступень класса не ниже F7-F9, при необходимости возможна третья ступень очистки воздуха от пыли. Старинные здания, расположенные в центре больших городов, испытывают воздействие загрязнения атмосферы вредными газами, такими как озон, окислы серы, углерода, способные разрушать музейные экспонаты, фотографии, картины. Следует применять фильтры из активированного угля для поглощения вредных газов в потоке наружного воздуха.

Часто в помещениях новых зданий музеев, сырых подвалов, где зачастую размещают хранилища картин и музейных экспонатов, требуется осушение воздуха, а при пуске системы кондиционирования воздуха в холодный период года — увлажнение воздуха в помещениях размещения коллекции. В этом случае возможна установка местных аппаратов осушения или увлажнения воздуха для выхода здания и его помещений на квазистационарный режим работы.

Системы кондиционирования воздуха в полиграфическом производстве

Качество печатной продукции в значительной степени зависит от создания оптимальных технологических условий в помещениях типографии, что особенно актуально в настоящее время в связи с ростом доли многокрасочных журналов, газет, рекламной, изобразительной, упаковочной продукций и других высококачественных изданий в общем объеме полиграфического производства.

Основным фактором, влияющим на качество процесса печатания, является относительная влажность воздуха в помещении. Отклонение относительной влажности воздуха от требуемых значений негативно влияет на производственный процесс, так как вызывает:

— изменение линейных размеров бумаги, картона, переплетных материалов, что приводит к скручиванию бумаги, ее волнистости, неправильной подаче бумаги, образованию складок, трудностям при совмещении красок, особенно при печати в несколько прогонов;
— низкую или высокую скорость сушки красок, особенно водных;
— обрывы рулонной бумаги при низкой относительной влажности воздуха;
— накапливание электростатических зарядов на бумаге, картоне, пленках, что усложняет процессы подборки, сортировки и укладки печатных листов;
— низкую производительность труда и увеличение заболеваний среди работников типографий.

Бумага, картон, текстильные и некоторые другие материалы, используемые в полиграфическом производстве, относятся к гигроскопическим материалам. Гигроскопические материалы в зависимости от собственной влажности или забирают влагу из окружающего воздуха, или отдают ее в воздух до тех пор, пока не будет достигнуто равновесное состояние, т.^е. содержание влаги в материале и воздухе не станет одинаковым. Таким образом, при изменении относительной влажности воздуха изменяется влажность бумаги, картона и других гигроскопических материалов, а следовательно, и их линейные размеры.

При низкой относительной влажности воздуха часть влаги из бумаги быстро абсорбируется, что приводит к усадке и разрыву волокон материала, закручиванию бумаги и картона по краям. Такое высушивание гигроскопических материалов является, как правило, необратимым разрушающим процессом, что приводит к потерям используемых в типографии материалов не только в процессе производства, но и при их хранении. Изменение размеров сказывается на точности совпадения красок при печати, а также приводит к браку и на других этапах полиграфического производства: резке, склеивании, вырубке, фальцовке, тиснении и т. п. При достаточно влажном воздухе уменьшаются обрывы бумажного полотна, это объясняется тем, что бумага становится более гибкой, заряд статического электричества в такой бумаге снижается, и она не прилипает к регистровым валикам печатной машины, из-за чего уменьшается натяжение бумажного полотна. Очевидно, что и готовая полиграфическая продукция может быть повреждена, если будет храниться в помещении с низкой относительной влажностью воздуха.

В том случае, когда валики красочного аппарата сделаны из гигроскопического материала, параметры воздуха влияют и на их свойства, а следовательно и на качество печати. Особенно заметно влияние воздушной среды, когда при изготовлении этих валиков применяется глицерин, который при высокой относительной влажности адсорбирует атмосферную влагу, поэтому краска недостаточно прочно удерживается валиком. В цехах изготовления, подготовки форм плоской печати используются такие гигроскопичные материалы, как желатин, крахмальный клейстер, глицерин и т. п., физико-химические свойства которых определяются содержанием в них влаги, которое, в свою очередь, зависит от влагосодержания воздуха в помещении.

В типографиях в холодный период года вследствие низкой относительной влажности воздуха в цехе часто наблюдается явление электризации бумаги. Сухой воздух имеет низкую электропроводность, поэтому вызывает накапливание электростатических зарядов на поверхности материалов, плохо проводящих электричество (бумага, картон, пленка и др.). Электростатические заряды

возникают при обработке таких материалов за счет трения друг о друга или о диэлектрические поверхности элементов оборудования. Причиной образования «тумана» из мельчайших частиц типографской краски, при котором увеличивается расход краски, отрицательно влияющий на качество продукции, является появление малых зарядов статического электричества на частицах краски, отбрасываемых вращающимися валиками красочного аппарата. При кондиционировании воздуха расход печатных красок может быть снижен на 10%.

В монтажных отделениях заряженные поверхности монтажной основы и фотоформы притягивают из воздуха пыль. Заряженные пленки слипаются между собой, затрудняя монтаж. Электростатические заряды могут быть причиной неплотного контакта между фотоформой и формной пластиной при копировании. Электростатический заряд прижимает фотоформу к пластине, независимо от действия вакуумной системы копировальной рамы, оставляя в зоне прижима изолированные воздушные включения, что ведет к потере на форме мелких деталей изображения. Слипание электростатически заряженных листов бумаги и картона ведет к браку и снижению производительности печатных, фальцевальных, листоподборочных и других машин из-за их частых остановок. Основные сбои происходят в самонакладах и приемных устройствах этого оборудования.

Разряд электростатического электричества может стать причиной пожара в помещениях, где работают с легковоспламеняющимися материалами (припрессовка пленки в ламинаторах) или с веществами на основе летучих растворителей (растворы для вымывания фотополимерных форм, некоторые виды клеев в брошюровочно-переплетном производстве).

Кондиционирование воздуха в типографии является наиболее рациональным методом борьбы с образованием статического электричества, вызывающего не только появление красочного «тумана» и обрывов бумажного полотна, но и резкое повышение запыленности воздуха. При низкой относительной влажности воздуха статическое электричество заряжает одноименными зарядами облако пыли, которое будет находиться во взвешенном состоянии.

В помещениях типографского производства работают люди, и необходимо одновременно поддерживать комфортные условия для их работы.

Таким образом, требуемая относительная влажность воздуха является важной предпосылкой комфортных условий труда, безостановочного, качественного процесса полиграфического производства и качественного хранения всех чувствительных к увлажнению материалов и готовой продукции.

В ведомственных технологических инструкциях полиграфического производства, в инструкциях по эксплуатации полиграфического оборудования имеются рекомендации по оптимальным значениям параметров микроклимата для технологического процесса. Определено, что в отдельных помещениях типографий следует поддерживать различную величину относительной влажности воздуха. Так, в цехах изготовления и подготовки форм относительная влажность и температура воздуха должны составлять соответственно 50–55% и 18–22°С. В цехах офсетной печати рекомендуемая относительная влажность —55–60% при температуре воздуха в холодный период 20°С, а в теплый период допускается повышение температуры внутреннего воздуха в цехах высокой и офсетной печати до 25°С, глубокой — до 22°С; на операциях фальцовки, при трафаретной печати, процессах склейки и обрезки относительная влажность воздуха — 60–70%, при пробной печати на плоскопечатных станках — 70–80%.

Проведенные Юрмановым Б. Н. экспериментальные исследования показали, что для цехов офсетной многокрасочной печати следует принимать более низкое значение относительной влажности воздуха в рабочей зоне: 50% в теплый период года и 46% — в холодный период [72]. При многокрасочной печати каждая нанесенная на печатный лист краска должна быстро высыхать. При высокой относительной влажности воздуха в цехе процесс высыхания ее замедляется, это может привести в процессе печати к перетискиванию краски на противоположную сторону листа. Экспериментально установлена зависимость между скоростью высыхания печатных красок и относительной влажностью воздуха: при повышении относительной влажности воздуха от 65 до 75% при комнатной тем-

пературе высыхание печатных красок замедляется в 2–3 раза, а на некоторых сортах бумаги — в 10 раз. При низкой относительной влажности воздуха печатные краски высыхают быстрее и лучше закрепляются, придавая изображению большую яркость. В то же время экспериментально установлено, что непосредственно вокруг печатных цилиндров относительная влажность воздуха больше, чем в рабочей зоне, на 15–30% в результате испарения влаги с печатных форм.

Влаговыделения от офсетных машин зависят от вида выпускаемых изданий, объемного веса печатной бумаги и скорости работы машины. В среднем полагают, что бумагой впитывается не меньше, чем 0,2% влаги от веса бумаги, проходящей за час через офсетный цех. При известном расходе воды за час на работу машин $G_м$ и весе печатной бумаги, проходящей через машину за один час $G_б$, кг/час, расход влаги W, кг/час, поступающей в цех определится:

$$W = G_м - 0{,}02G_б. \qquad (1.1)$$

Для снижения поступления влаги в рабочую зону применяют местные отсосы от офсетных машин.

В цехах высокой и глубокой печати относительная влажность воздуха не должна превышать 50% в холодный период и 60% — в теплый, что соответствует оптимальному содержанию влаги в бумаге и высокой степени ее гладкости. Экспериментально установлено, что температура воздуха незначительно сказывается на влажности бумаги. В цехах глубокой печати повышение температуры воздуха недопустимо, так как вызовет испарение вредных и взрывоопасных веществ: толуола, бензина и других растворителей, имеющих низкую температуру кипения. В таких помещениях устраиваются местные отсосы от оборудования.

В помещениях полиграфических предприятий важно поддерживать на определенном уровне содержание влаги в бумаге и других гигроскопичных материалах, обеспечить комфортные условия для работающих, сохранять постоянную скорость испарения влаги со смоченных поверхностей печатных форм в офсетных цехах и скорость высыхания печатных красок после их нанесения на бумагу. Поэтому важно поддерживать равновесное состояние между бумагой и окружающим воздухом, которое может быть обеспечено не заданным значением одного параметра — относительной влажности воздуха, — а определенным сочетанием значений температуры и относительной влажности воздуха. Юрманов Б. Н. предложил поддерживать в помещении постоянную разность температуры сухого и мокрого термометра воздуха рабочей зоны, при этом скорость испарения воды со смачиваемых печатных форм будет практически неизменна [73]. Действительно, поток массы водяного пара является функцией разности парциального давления или влагосодержания слоя воздуха на поверхности гигроскопичного материала и воздуха рабочей зоны. Значение парциального давления водяных паров на поверхности материала определяется его равновесной влажностью, которая показывает отношение массы влаги, содержащейся в материале, к массе абсолютно сухого материала. Парциальное давление водяного пара в воздухе рабочей зоны или однозначно определяемое влагосодержание воздуха определяется значением двух параметров состояния воздуха (температура и относительная влажность, температура по сухому и мокрому термометру). По мере роста температуры необходимо несколько увеличивать относительную влажность воздуха, чтобы сохранить неизменным парциальное давление водяного пара или влагосодержание воздуха рабочей зоны, поэтому в летний период года нормируемое значение относительной влажности воздуха должно быть выше, чем в холодный период. Это идет в разрез с комфортными требованиями, но позволяет снизить расход холода на обработку воздуха в теплое время года и расходы на увлажнение воздуха в холодное время года.

Для повышения комфорта в рабочих помещениях и снижения числа заболеваний среди сотрудников рекомендуется поддерживать относительную влажность воздуха на уровне 55%. При этом же значении относительной влажности воздуха практически не накапливаются электростатические заряды.

Для улучшения качества продукции наряду с кондиционированием воздуха в рабочей зоне цехов используется акклиматизация бумаги способом двухстороннего обдува листовой или рулонной бумаги струей воздуха с определенной температурой и относительной влажностью в акклиматизационной камере или непосредственно в печатном цехе, причем рулонная бумага обдувается воздухом в момент ее раскручивания до флаторезки.

Системы кондиционирования воздуха в помещениях автоматических телефонных станций

Для таких помещений автоматических телефонных станций, как автозалы, серверные и т. п. характерно то, что технологический процесс, сопровождающийся выделением значительного количества теплоты (тепловая нагрузка на 1 м^2 площади помещения в 5 раз больше по сравнению с нагрузкой в гражданских зданиях), независимо от изменения температуры наружного воздуха протекает непрерывно 8760 рабочих часов в году. В помещениях для нормальной и надежной работы технологического оборудования необходимо постоянно отводить от него теплоту, и, кроме того, обеспечивать требуемые параметры воздуха в общем объеме помещения. К оборудованию системы кондиционирования воздуха таких помещений предъявляют специальные требования, связанные с непрерывной эксплуатацией технологического оборудования:

— высокая эксплуатационная надежность;
— конструктивные решения, обеспечивающие текущий ремонт и обслуживание без прекращения эксплуатации и нарушения температурного режима;
— надежное автоматическое регулирование параметров подаваемого в устройства воздуха;
— работа холодильной машины в условиях низких значений температуры наружного воздуха.

Основные требования к температурно-влажностному режиму работы оборудования определяют производители телекоммуникационного оборудования так же, как и величину тепловыделений от него. Для современного коммуникационного оборудования характерно значительное снижение теплопоступлений по сравнению с оборудованием, используемым на существующих центральных телефонных станциях. Обычно используется воздушное охлаждение стоек: воздух обрабатывается в системе кондиционирования воздуха и подается в нижнюю часть стоек через фальшпол, нагретый воздух поступает в помещение, в рециркуляционный воздуховод или удаляется наружу. Пространство под чистым полом используют для прокладки воздуховодов, подающих охлажденный воздух в устройства.

Нормируются следующие параметры воздуха (возможные значения):

— максимальная температура воздуха, выходящего из устройства (32–55°С);
— минимальная относительная влажность воздуха на выходе из стоек (20–40%), максимальная относительная влажность воздуха на входе в стойки — (70–80%);
— минимальная температура воздуха на входе в стойки (14–22°С);
— разность температуры выходящего и входящего воздуха (14–20°С).

По требованиям технологии относительная влажность воздуха в помещении обычно строго не нормируется, допускается широкий диапазон ее изменения от 10 до 80% так же, как и температуры воздуха в рабочей зоне — от 5 до 40°С. Расчетные параметры в рабочей зоне определяются обычно комфортными требованиями для обслуживаемого персонала, которые по температуре и относительной влажности воздуха являются более жесткими, чем технологические требования.

Для безотказной работы следует не допускать осаждения пыли на элементах коммуникационных устройств, поэтому нормируется содержание пыли в воздухе помещения: запыленность воздуха в рабочей зоне помещения должна быть не более 0,75 мг/м^3, в среднем — от 0,2 до 0,3 мг/м^3. Эффективность фильтров должна быть не ниже 95% при частицах размером 5 мкм, не ниже 90% при частицах размером 1 мкм.

В помещении следует обеспечить подпор в размере 10–20 Па. Минимальный расход наружного воздуха принимают из расчета 50–60 м^3/час на одного работающего человека. Обычно такие

помещения требуют минимального присутствия людей. Поэтому для подобных помещений со значительной и постоянной в течение года тепловой нагрузкой используют системы кондиционирования воздуха с частичной рециркуляцией, расход наружного воздуха составляет 10–15% от общего количества воздуха (шкафные кондиционеры). Возможно несколько схемных решений, отличающихся раздельной, комбинированной или совместной системой кондиционирования воздуха, поступающего в коммуникационные устройства и в объем помещения. Изначально использовались центральные кондиционеры для обработки воздуха, в последние годы все шире применяются шкафные кондиционеры. Часто с целью экономии единовременных затрат устраивают систему кондиционирования воздуха с полной рециркуляцией, используя стандартные установки, предназначенные для комфортного кондиционирования воздуха на базе сплит-систем. Использование искусственного холода круглогодично требует значительного потребления электроэнергии, тогда как в холодный и переходный период, используя природный холод наружного воздуха путем увеличения доли наружного воздуха в смеси, можно значительно сократить годовое потребление электроэнергии на работу установки кондиционирования воздуха. В таблице 1.3 приведены параметры работы двух установок при одинаковой нагрузке, параметрах наружного климата и расчетной холодопроизводительности и годовое потребление энергии. Первая установка выполнена на базе сплит системы и обеспечивает круглогодично полностью искусственное охлаждение. Вторая установка шкафного типа с двумя вентиляторами: приточным и вытяжным, фильтрами для очистки наружного воздуха (рекомендуется две ступени), клапаном на обводном канале, встроенной холодильной машиной с воздушным охлаждением конденсатора удаляемым воздухом, обеспечивающая «свободное охлаждение» наружным воздухом большую часть года.

Таблица 1.3. Сравнительная характеристика годового потребления энергии установками кондиционирования воздуха мощностью 10 кВт

Параметры	Сплит система	Установка свободного охлаждения
Общая холодопроизводительность, кВт	9,79	10,6
Явная холодопроизводительность, кВт	9,0	10,6
Мощность, потребляемая компрессором, кВт	3,65	3,84
Мощность, потребляемая вентилятором, кВт	0,65	0,46
Мощность, потребляемая вытяжным вентилятором, кВт	–	0,46
Мощность, потребляемая вентилятором конденсатора, кВт	0,16	–
Годовое потребление энергии, кВт/час	48072	10509

Годовая экономия энергии — 37565 кВт·часов, что составляет 75% от потребления энергии сплит системой.

Для повышения надежности системы кондиционирования воздуха оборудование необходимо резервировать, предусматривая второй кондиционер со 100%-ной холодопроизводительностью.

Кондиционирование воздуха в пищевом производстве

Одним из эффективных способов повышения качества пищевых продуктов является управление биохимическими, микробиологическими, коллоидными и другими процессами. Это относится к производству кондитерских изделий, хлеба, пива, молочных и мясных продуктов, чая, выдержке вин, хранению готовой продукции. Производство продуктов питания должно проходить в условиях, отвечающих санитарным требованиям, поэтому все цеха производства пищевых продуктов следует отнести к чистым помещениям, что требует устройства специальных систем кондиционирования воздуха.

Производство хлеба

Основными частями хлеба являются мука и вода. Муки в хлебе 60% по весу, воды –40%. К муке и воде добавляются приправы, вкусовые вещества и дрожжи для процесса брожения. Кроме того, добавляется соль, сахар, молоко, а иногда и масло в очень небольших количествах. Качество готового хлеба зависит не только от того количества воды, которое добавляется при приготовлении теста, но и от гигроскопической воды, присутствующей в отдельных ингредиентах. Для получения хорошего хлеба мука должна содержать 13–15% гигроскопичной воды (по весу), сахар, соль и дрожжи не должны содержать воду. На хлебозаводах мука должна храниться в помещении с не слишком сухим воздухом, иначе процент гигроскопической влаги в ней уменьшится, мука потеряет в весе, качество хлеба понизится. С другой стороны, если мука хранится в сыром месте, на ней может появиться плесень. Циркуляция воздуха замедляет деятельность плесневых спор, но если скорость движения воздуха слишком велика, то он будет сушить муку.

Оптимальными условиями для хранения муки считаются температура воздуха 24°С и относительная влажность воздуха 70%. Большинство других ингредиентов при этой и более высокой температуре портится и, за исключением молока и дрожжей, должны храниться при температуре около 16°С. Дрожжи хранятся при температуре не выше 8°С, молоко — примерно при этой же температуре. В помещении, где мука и вода смешиваются с остальными ингредиентами, требуется поддержание температуры воздуха 21°С и относительной влажности — 70%. При смешении ингредиентов в быстроходных тестомесилках температура теста повышается из-за увеличения сопротивления теста при разбухании белковых веществ, содержащихся в клейковине муки. Температура теста не может быть выше 27°С, так как эластичность глютена муки (белковые вещества клейковины) и поглощение им воды уменьшаются, и при достижении им этой температуры процесс перемешивания должен прекращаться.

Предусматривают охлаждение теста для отвода теплоты. Одним из способов является подача в дежу тестомесилки охлажденного воздуха из установки кондиционирования воздуха для удлинения времени перемешивания и для аэрации теста, что способствует получению более нежного и белого хлеба. Однако из-за дополнительного значительного расхода холода этот способ применяется редко.

Кондиционирование воздуха ферментационного отделения (опары) имеет особо важное значение, так как здесь дрожжи совершают основную свою работу, процесс брожения протекает наилучшим образом при температуре 25–27°С и относительной влажности воздуха 75%. Такое значение относительной влажности воздуха предупреждает возможность образования на поверхности теста во время брожения твердой пленки, благодаря этому процесс брожения протекает равномерно по всей поверхности теста, и последнее поглощает нормальное количество влаги.

После ферментационного цеха тесто подвергается взвешиванию, разделению на куски и округлению. Оптимальная температура для этих процессов — 18°С и относительная влажность — 60–65%. Затем тесто отправляется для окончательной расстойки в отделение, где необходимо поддерживать температуру 35–40°С и относительную влажность — 80–85%. При выходе из отделения расстойки хлеб немедленно поступает в печь, где прекращается процесс ферментации и хлеб теряет часть влаги — около 10%. После выпекания хлеб охлаждают воздухом.

Наилучшие условия для хранения хлеба — температура 24°С и относительная влажность 60%.

Существуют ограничения по скорости воздуха в помещениях для приготовления теста: слишком быстрое движение воздуха у поверхности теста даже при нормальной температуре и относительной влажности воздуха способствует образованию пленок.

Производство кондитерских изделий

Важным режимным параметром кондитерского производства, продукция которого имеет ярко выраженные гигроскопические свойства, является относительная влажность воздуха. При относительной влажности воздуха более 50–60% изделия слипаются, деформируются, плохо отделяют-

ся от рабочих поверхностей машин. Кондиционирование воздуха в кондитерских цехах снижает продолжительность производственных операций (покрытие глазурью корпусов конфет, дражировку, глянцевание, выстаивание конфетных корпусов, студнеобразование мармеладно-пастильных масс), улучшает качество изделий и их сохраняемость и обеспечивает лучшую работу упаковочных автоматов, снижая стоимость упаковки. В цехах кондитерского производства применяют установки технологического кондиционирования воздуха для охлаждения поточных линий производства кондитерской продукции, которые работают на полной рециркуляции в теплое время года, на наружном воздухе — в холодное время года, и с частичной рециркуляцией — в переходное время года, и установки кондиционирования воздуха в производственных помещениях.

Недостаточно быстрое охлаждение карамели атмосферным воздухом снижает летом выработку поточных линий на 25–30%. Вследствие высокой гигроскопичности карамели, которая слипается при повышении относительной влажности воздуха более 55–60% и образует брак, в карамельных цехах необходимо осушать воздух. По ходу технологического процесса, в зависимости от характера и количества тепло- и влагоизбытков, выделяют следующие участки: сиропно-начиночную станцию, вакуум-аппаратное отделение (приготовление карамельной массы), отделение темперирования, разделочно-формовочное отделение, участки охлаждения на узких транспортерах и в шкафах, машинный зал аппаратов завертки и укладки. На первых трех участках максимальная теплонапряженность в теплое время года доходит до 250 Вт/м^3, машинный зал завертки и упаковки карамели характеризуется удельной теплонапряженностью 47 Вт/м^3. На участках разделочно-формовочного отделения и участка охлаждения в закрытые технологические аппараты подают воздух строго определенных параметров (температура — 12–15°С, относительная влажность — 45–55%), обработанный в индивидуальных установках кондиционирования воздуха практически при полной рециркуляции. Часто требуется достаточно глубокое осушение воздуха, которое может быть реализовано способом с использованием абсорбентов. В помещении машинного зала завертки, дражировки, укладки и расфасовки необходимо поддерживать летом температуру воздуха 22–25°С и относительную влажность — 50%, зимой — температуру воздуха 18–20°С, относительную влажность — 55%.

Применяется кондиционирование воздуха в пекарных залах, технологическое охлаждение печенья воздухом в закрытых транспортерах, что ускоряет процесс в 2–3 раза и дает возможность сократить длину транспортеров. При использовании охлаждения печенья кондиционированным воздухом повышается качество изделий и сокращается количество брака: предупреждается деформация и растрескивание продукции за счет более мягкого режима охлаждения и выравнивания градиента влажности по толщине изделия.

Технологическое кондиционирование воздуха при охлаждении ириса и карамели происходит на конвейерах, формирующих машинах и охлаждающих столах, конфетных масс — на размазном конвейере, корпусов конфет — на установке выстойки, шоколадных сортов драже — в дражировочных котлах, в заверточных и упаковочных отделениях конфетного, шоколадного и карамельного производства, отделениях дражевания, в формовочных отделениях цехов по выработке высокорецептурных сортов конфет. При этом требуется поддержание температуры воздуха 22–25°С и относительной влажности 45–50%. В складах готовой продукции конфетного, шоколадного и халвичного производства требуется охлаждение воздуха до температуры 20–22°С при относительной влажности воздуха 65%. В отделениях фасовки какао-порошка, отделки тортов и пирожных необходимо поддерживать температуру воздуха 20–22°С и относительную влажность 60%, в складах для хранения пленки — соответственно 18–20°С и 55%.

В производстве мармелада и пастилы применяют охлаждение воздухом с целью ускорения структурообразования изделий (натурального и желейного мармелада, пастилы, зефира, апельсинных и лимонных долек), что позволяет сократить процесс структурообразования и перевести производство на поточный метод выработки и повысить производительность труда. В производственных помещениях поддерживают значение температуры 20–22°С, необходимое для технологического процесса.

Производство мясных продуктов

В основных цехах мясоперерабатывающего производства, где происходит контакт работающих с сырьем (цех разделки мяса, машинный зал и шприцовочная, котлетный цех, цех производства фасованного мяса, отрубов и полуфабрикатов и др.) температура воздуха принята 12°С, относительная влажность — 70%. Таким образом, расчетная температура является промежуточной между температурой, определяемой технологическими условиями 0–4 и температурой, соответствующей комфортным условиям 16–20°С. При температуре 12°С в помещении не появляются мухи, поскольку личинки развиваются при температуре выше 14–15°С. Отклонение от расчетных параметров допускается для температуры воздуха ±1°С, относительной влажности воздуха ±0,5%. Технологическое кондиционирование воздуха применяют в камерах и аппаратах размораживания мяса и мясопродуктов, посола и созревания мяса, термической обработки колбасных изделий.

Производство молочных продуктов

Технологическое кондиционирование воздуха при производстве молочных продуктов применяют в аппаратах сушки молока и казеина, солильном отделении, камерах созревания творога и сыра. Созревание сыра происходит при соблюдении определенного температурного режима и относительной влажности воздуха в подвалах или в специальных камерах (таблица 1.4). Применяют установки кондиционирования воздуха с увлажнением. В камерах созревания сыра применяют технологическое кондиционирование воздуха, а при созревании сыра в помещении подвала — с частичной рециркуляцией, связанной с необходимостью подачи некоторого количества наружного воздуха.

Процесс обработки воздуха в центральном кондиционере зависит от тепловлажностного отношения в камере или помещении для созревания. В помещениях подвала применяют установки кондиционирования воздуха с местным увлажнением. Для обработки воздуха может применяться охлаждение в поверхностном воздухоохладителе, нагревание в поверхностном воздухонагревателе и увлажнение воздуха паром. В качестве холодоносителя применяются незамерзающие растворы солей

Таблица 1.4. Условия созревания и хранения отдельных сортов сыров на заводе

Сыр	Первое отделение			Второе отделение			Хранение до реализации	
	Температура, °С	Относительная влажность, %	Продолжительность выдерживания, дни	Температура, °С	Относительная влажность, %	Продолжительность выдерживания, дни	Температура, °С	Относительная влажность, %
Швейцарский	20–25	92–94	0–45	10–12	87–88	До кондиционной зрелости		
Голландский, костромской	10–12	90–92	15–20	12–16	88–92	30–35	10–12	85–88
Угличский	12–14	90–92	30–45	10–12	88–90	До отгрузки	10–12	88–90
Латвийский	12–14	92–93	30	11–12	88–90		11–12	88–90
Рокфор из коровьего молока	6–8	92–95	60	6–8	88–90	30–45	<8	85

При изготовлении маргарина кондиционирование воздуха устраивают в помещении, где находятся вальцы, через которые продукт пропускается на одной из стадий технологического процесса. Относительная влажность воздуха должна быть такой, чтобы температура точки росы не превышала 10°С, так как такую температуру имеют поверхности охлаждаемых вальцов. Также в упаковочном отделении относительная влажность воздуха должна быть такой, чтобы при закладке продукта

в банки и укупорке их внутри не оставалась влага. После упаковки продукт выдерживается в камере хранения, температура воздуха которой должна отличаться не более чем на 0,5°С от той температуры, которую имеет продукт до поступления в камеру.

Производство пива

Основные процессы при производстве пива следующие: приготовление солода, варка сусла с последующим его охлаждением, главное брожение сусла и дображивание пива при соответствующей выдержке, фильтрация и разлив пива.

В производственных помещениях пивоваренных заводов необходимо поддерживать такую температуру и относительную влажность воздуха, которые препятствуют образованию плесени и развитию вредной микрофлоры. Система кондиционирования воздуха солодовни должна обеспечить санитарное состояние и параметры воздуха, благоприятные для проращивания солода. В процессе приготовления солода происходят биохимические изменения при прорастании зерна, связанные с выделением теплоты, влаги и углекислого газа. Аэрация зерна и регулирование температуры в пневматических солодовнях достигается продуванием охлажденного и увлажненного воздуха через слой зерна. В пневматических солодовнях температуру воздуха, поступающего к ящикам или барабанам с зерном, принимают около 12°С при относительной влажности воздуха 98%, температуру удаляемого воздуха — 16°С при относительной влажности воздуха 85%. Расход воздуха определяется из расчета, принимая кратность воздухообмена — 1,5–2.

В бродильных цехах с открытым брожением наблюдается выделение большого количества газов, теплоты и влаги, что требует значительного расхода холода. Для предупреждения появления плесени и развития вредной микрофлоры требуется поддерживать температуру воздуха 4°С при относительной влажности 70–75%. Поэтому в последние годы стали применять аппараты с закрытым процессом брожения. В таких бродильных цехах влаговыделений сравнительно немного. Поддерживаются следующие параметры воздуха: температура воздуха 4–6°С, относительная влажность воздуха 65–70%.

Технологические требования к параметрам воздуха в других помещениях пивоваренных заводов, где необходимо устройство систем кондиционирования воздуха:
— дрожжевое отделение бродильного цеха, отделения дображивания и выдержки пива, отделения сборников фильтрованного пива: температура воздуха 1°С, относительная влажность воздуха 65%;
— склад хмеля и сахара: температура 1°С, относительная влажность воздуха 60%.
— помещения экспедиции: температура воздуха 10–12°С и относительная влажность воздуха 65–70%.

В СКВ этих помещений используют растворы незамерзающих жидкостей для охлаждения воздуха.

Для покрытия теплопритоков через ограждения в некоторых цехах пивоваренных заводов с низкой температурой воздуха могут устраиваться системы панельного охлаждения.

Хранение и выдержка винных изделий

Технологические требования к параметрам воздуха в хранилищах марочных, столовых вин, вермутов, шампанских, а также для выдержки последних:
— при хранении в деревянной таре — температура воздуха 12–15°С, относительная влажность воздуха 75–80%;
— при хранении в металлической или железобетонной таре — температура воздуха 12–15°С, относительная влажность воздуха 50–55%.

В хранилищах крепленых и десертных вин:
— при хранении в деревянной таре — температура воздуха 16–18°С, относительная влажность воздуха 75–80%;

— при хранении в металлической или железобетонной таре — температура воздуха 16–18°С, относительная влажность воздуха 50–55%.

В складах готовой продукции, бродильном отделении завода шампанских вин (бутылочный метод), при выдержке шампанского в бутылках температура воздуха — 16–18°С, относительная влажность воздуха — 50–55%; при обработке и выдержке коньячных спиртов (в деревянной таре) необходимая температура воздуха — 18–20°С, относительная влажность — 70–80%; при обработке и выдержке коньяков температура воздуха — 18–20%, относительная влажность — 70–75%; в контрольном складе завода шампанских вин температура воздуха — 18–20°С, относительная влажность воздуха — 50–55%.

Производство чая

В чаеобрабатывающем производстве в роллерных цехах при подвижности воздуха 0,7–1,0 м/с необходимо поддерживать температуру воздуха 22–24°С и относительную влажность 90–95%, при подвижности воздуха 1,0–1,3 м/с — температуру воздуха 22–24°С и относительную влажность 90–95%. В цехе необходимо обеспечить 4–5 кратный воздухообмен.

В ферментационных цехах требуемые по условиям технологии параметры воздуха следующие:
— в холодный период года температура воздуха — 18–20°С и относительная влажность воздуха — 97–98%;
— в теплый период года температура воздуха 21–24°С и относительная влажность 95–96%.

Для поддержания такого высокого значения относительной влажности воздуха применяются системы местного доувлажнения воздуха.

Кондиционирование воздуха в текстильном производстве

Физические свойства текстильных материалов значительно изменяются в зависимости от количества влаги, которая в них содержится. В текстильных материалах может быть гигроскопическая или свободная влага. Гигроскопическая влага — это та, которая поглощается или отдается любым материалом при изменении относительной влажности и температуры окружающего воздуха, она может составлять значительную часть общего веса текстильных материалов. Содержание этой влаги колеблется от 4% для хлопка в относительно сухом воздухе до 25% для шерсти во влажном воздухе. Гигроскопическая влага проникает в стенки волокон текстильных материалов в виде водяного пара, но при взаимодействии между паром и клетками волокон конденсируется, образуя невидимые частицы гигроскопической жидкости. Переход воды из парообразного в жидкое состояние увеличивает вес текстильных материалов. Текстильные материалы также содержат свободную влагу, т. е. воду в жидком состоянии, находящуюся между волокнами.

При слишком низкой относительной влажности воздуха волокна таких натуральных материалов, как шерсть, хлопок, шелк, а также синтетических материалов, таких как акрил, полиэстер становятся хрупкими и плохо поддаются обработке, увеличивается количество обрывов нити, станки чаще останавливаются, уменьшается производительность труда, ухудшается качество сырья и готовых изделий. Вследствие трения между материалами и лентами конвейеров или деталями оборудования возникают электростатические заряды, особенно сильные при относительной влажности воздуха меньше 55–65%. При низкой относительной влажности воздуха образуется больше пыли, раздражаются кожа и слизистые оболочки работающих в помещении, ухудшается их самочувствие.

Главные операции процесса превращения хлопка-сырца в ткань следующие:
— кардочесание (разрыхление и трепание);
— вытяжка;
— гребнечесание;
— получение ровницы;
— прядение;

— получение полотна прядением или вязанием.

Подобная технология применяется не только для изготовления изделий из чистого хлопка, но и из большинства синтетических волокон, а также изделий из смеси хлопка с вискозой и синтетическими материалами.

Целью процесса кардочесания является разделение и распутывание массы спутанных хлопковых волокон, удаление загрязнений и дефектных волокон и, наконец, соединение волокон и формирование непрерывной пряди — ленты. В ходе процесса рыхления и трепания при механическом воздействии на волокно игольчатых решеток, разрыхлительных валиков, быстровращающихся барабанов, бил, трепал выделяется большое количество пыли. При низкой относительной влажности воздуха быстро засоряется кардочесальная машина, происходят частые разрывы ватки, очищенные хлопковые волокна оседают на поверхностях машины из-за зарядов статического электричества. Разрыхлительно-трепальные агрегаты оборудуются технологическими (встроенными в машины для перемещения разрыхленной массы) и гигиеническими (удаление пыли от машин) местными отсосами. Воздух, удаляемый местными отсосами и системами пневмотранспорта, очищается в фильтрах двух ступеней, что дает возможность применять рециркуляцию воздуха, то есть возвращать воздух, очищенный в фильтрах, в цех. При удалении воздуха этими системами за пределы помещения он должен быть компенсирован приточным воздухом.

В процессе вытяжки несколько вышедших из кардочесальной машины лент соединяются и протягиваются в лентовытяжной машине так, чтобы получить параллельное расположение волокон. При низкой относительной влажности воздуха у лент получаются рваные, разветвленные концы и неровности в виде толстых и тонких мест, кроме того, волокна прилипают к вытяжным цилиндрам машины и накапливаются в них, поэтому приходится часто останавливать машину.

При изготовлении высокосортной хлопчатобумажной продукции, например швейных ниток, тонкой пряжи и т. п., а также при изготовлении тканей, для которых требуются особо длинные хлопчатобумажные волокна, за процессом кардочесания следует процесс гребнечесания. Гребнечесание представляет собой тонкую операцию, при которой происходит дальнейшая очистка и удаление коротких волокон. При гребнечесании требуется более высокая относительная влажность воздуха, чем при кардочесании — 60–65%.

В процессе образования ровницы относительно толстые и тяжелые ленты, получаемые в лентовытяжной машине, вытягиваются в тонкие пряди, пригодные для прядения. Во время получения ровницы лента должна хорошо удерживаться в перегонном банкаброше, отдельные волокна должны слегка прилипать одно к другому. Необходимо принимать меры для предупреждения возникновения электростатических зарядов.

В процессе чесания образуется большое количество отходов в виде пуха, очесов и орешка. Для уменьшения запыленности и утилизации отходов производится непрерывное удаление пуха и очесов от чесальных машин с помощью местных отсосов, встроенных в машины. Количество воздуха, удаляемого местными отсосами, приводится в технической характеристике машин. Уборка орешка, выпавшего под машины, осуществляется периодически или постоянно централизованной системой пневмотранспорта.

После очистки в фильтрах (две ступени) воздух, удаляемый от чесальных машин, выбрасывается наружу или возвращается в цех. На участках, где расположены чесальные, ленточные и ровничные машины выделяется значительное количество теплоты от оборудования, поэтому определяющим является воздухообмен на удаление избыточной теплоты. Приточный воздух подают обычно в верхнюю зону, а удаляют — из нижней зоны над полом.

Для получения нити традиционно использовали кольцевые прядильные машины: пряди ровницы, получаемые с банкаброша, поступают в прядильный ватер, в котором они движутся медленно, закручиваются и наматываются на веретено. В пространстве около веретена воздух теплее и суше, получаемая со станка пряжа содержит меньше гигроскопической влаги, чем ровница.

Слишком сухая пряжа, по сравнению с пряжей, содержащей нормальное количество влаги, не только хуже качеством, но и имеет меньший вес, вследствие чего предприятие несет потери на разнице в весе сырья и готовой продукции. В последние годы произошла массовая замена традиционных кольцевых прядильных машин безверетенными пневмомеханическими и аэромеханическими прядильными машинами.

Технологический процесс выработки пряжи осуществляется по следующей схеме. Лента из тазов подается в зону разделения волокон, где интенсивно прочесывается. Разделенные волокна, вовлекаемые воздушным потоком, поступают в прядильную камеру и выводятся на сборную поверхность ротора, который вращается с частотой 30–60 тыс. об./мин. Под действием центробежной силы волокна в роторе уплотняются и прикручиваются к концу пряжи, введенному в камеру. Вследствие этого происходит постепенное отделение пряжи от сборной поверхности. Сформированная пряжа получает определенную крутку в крутильной головке, после чего наматывается на бобины.

В прядильных цехах с машинами пневмомеханического прядения значительно больше суммарная установочная мощность электродвигателей машин и, как следствие, больше тепловыделения от машин, больше значение относительной влажности воздуха, машины имеют местные отсосы, удаление воздуха из помещения цеха обеспечивается только за счет местной системы вентиляции от машин. Все это необходимо учитывать при проектировании системы кондиционирования воздуха. В помещениях прядения особо важно поддерживать постоянное значение относительной влажности воздуха или постоянное содержание гигроскопической влаги в пряже, изменяя при этом температуру или относительную влажность в помещении.

В помещениях, где производятся кручение, размотка пряжи, снование и намотка, должна поддерживаться достаточно высокая относительная влажность воздуха, чтобы пряжа оставалась прочной и мягкой, для них также характерны значительные тепловыделения от оборудования.

Во всех помещениях прядильного производства, наряду с обработкой приточного воздуха в центральной системе кондиционирования воздуха, применяют местное увлажнение воздуха для уменьшения нагрузки на охлаждение центральной системы и для борьбы со статическим электричеством. Положительные заряды могут быть частично или полностью нейтрализованы, если воздух дополнительно увлажняется непосредственно в производственном помещении при работе местных увлажнителей, так как распыление воды сопровождается образованием отрицательных ионов.

При изготовлении тканей наблюдается улучшение качества продукции и уменьшение числа остановок машин при повышенной относительной влажности воздуха в помещении. Обычно для изготовления печатных тканей, простынного полотна употребляют пряжу, полученную из коротких волокон, которая требует значительно большей крутки по сравнению с пряжей из длинных волокон при той же ее прочности. Это дополнительное кручение пряжи увеличивает образование петель и уменьшает способность поглощать гигроскопическую влагу, являясь косвенной причиной понижения прочности пряжи. Обычно один рабочий обслуживает несколько десятков автоматических ткацких станков, обрыв нити и устранение его приводят к остановке станков и снижению производительности труда. Поддержание высокого значения относительной влажности воздуха значительно сокращает число случаев обрыва.

В ткацких цехах, как правило, отсутствуют местные отсосы, схема организации воздухообмена — сверху–вниз, в них применяют обработку воздуха в центральных системах с местным увлажнением, кроме ткацких цехов с жаккардовыми станками, где доувлажнение недопустимо.

Пряжа недавней выработки, даже если она изготавливалась в благоприятных условиях, свертывается петлями при размотке с катушки, что объясняется естественной эластичностью волокон, в которых после кручения пряжи остаются внутренние напряжения. С течением времени эти напряжения и способность нитей пряжи самопроизвольно завиваться в петли исчезают, так как волокна ослабляются и изгибы переходят в остаточную деформацию.

В трикотажном производстве свертывание нитей пряжи в петли является серьезной помехой для получения хорошей вязки, поэтому необходимо устранить это свойство пряжи перед поступлением в производство. Может применяться обычная выдержка на складе, но пряжа должна храниться долго, что обходится дорого. Уничтожить внутренние напряжения возможно при воздействии на пряжу теплым влажным воздухом, для чего ее помещают в специальную камеру с хорошей циркуляцией воздуха. Аналогичным способом с использованием теплого влажного воздуха, но путем непрерывного движения бобин с пряжей через машины, где распыляется горячая вода и пар, обрабатывается уточная пряжа, применяемая в автоматических ткацких станках для изготовления ткани.

В процессе вязания пряжа совершает быстрые и сложные движения, она должна быть ровной, гибкой, крепкой и не завиваться в петли, не должно возникать статического электричества, поэтому в помещениях вязания трикотажных полотен также необходимо поддерживать относительную влажность воздуха не ниже 60%.

Технология переработки шерстяного сырья, синтетических волокон подобных шерсти, таких как акрил, смеси натуральных и синтетических волокон (нитрон, капрон, вискоза, лавсан и т.д.), подобна технологии переработки хлопка, но имеет свои особенности, связанные с особенностями исходного сырья. В отличие от хлопка сырье шерсти имеет большее загрязнение, нерегулярную структуру, сальный налет. Сырье необходимо мыть с целью уменьшения содержания жира, повышения гигроскопичности и лучшего разделения волокон. Волокна шерсти имеют чешуйчатую структуру, часто естественную завивку, вследствие чего они больше сцеплены между собой и требуют особой обработки. Технология производства шерсти более сложная, чем хлопка. Шерсть, в отличие от хлопка и синтетических волокон, при ее обработке требует более высокого значения относительной влажности воздуха, особенно при ее прядении.

Шерстяные предприятия делятся на суконные и камвольные. В состав суконных фабрик входят следующие отделения: приготовительное, по переработке отходов, аппаратное, прядильное. В состав камвольных фабрик входят отделения: приготовительное, по переработке отходов, чесальное, ленточное, первое гребнечесальное, ровничное, второе гребнечесальное, прядильное. Кроме того, имеются участки, на которых производят карбонизацию, крашение, отжим и сушку сырья или ровницы. В ходе технологического процесса в производственные помещения поступают теплота и пыль, причем наибольшее количество пыли выделяется в приготовительном отделении, а теплоты — в аппаратных и прядильных цехах. В приготовительных отделениях и отделениях по переработке отходов используются системы пневмотранспорта волокна и отходов и аспирации машин. Рециркуляция воздуха, удаляемого этими системами, не допускается. В ленточных, ровничных, гребнечесальных и прядильных отделениях применяют системы местного увлажнения воздуха.

Кондиционирование воздуха в микроэлектронном производстве

Изготовление полупроводниковых приборов основано на локальном легировании кристаллов кремния, германия и других полупроводников элементами третьей и пятой группы, после чего отдельные области приобретают электронную или дырочную проводимость. Внедрение примесей в нужные области полупроводникового кристалла обычно производится путем диффузии примесных элементов с поверхности кристалла в его объем, которая осуществляется при высоких температурах (для кремния порядка 1300°С). При этом поверхность кристалла должна быть свободна от посторонних примесей, т. е. «чистой». В связи с этим значительное место в технологии изготовления полупроводниковых элементов занимают процессы очистки поверхности: обработка и отмывка химическими реактивами, моющими растворами. Кроме того, и окружающий воздух должен иметь минимальное количество примесей.

Вытравливание на пластине отдельных областей для дальнейшей диффузии осуществляется с помощью контактной фотолитографии. Важным элементом конструкции интегральных схем и полупроводниковых приборов являются металлические пленки. Эта операция осуществляется на участке напыления.

На каждом этапе обработки изделия в процессе его изготовления они контактируют с воздухом помещения, где выполняются эти операции. Наибольшее влияние на процессы изготовления полупроводниковых элементов оказывают: температура воздуха, относительная влажность, запыленность, содержание в нем примесей в виде газов и паров жидкостей. Наибольшее значение имеет не столько значение температуры, сколько ее постоянство в течение проведения процесса. Постоянное значение относительной влажности воздуха необходимо для защиты материалов, изделий и инструмента от коррозии, предотвращения выпадения влаги на рабочих поверхностях, снижение зарядов статического электричества, которые способствуют притяжению взвешенных частиц и могут привести к повышенной концентрации пыли в зоне обработки деталей до недопустимых пределов. Загрязняющая частица на поверхности полупроводникового прибора может вызвать короткое замыкание и выход прибора из строя.

Для того чтобы избежать проблем, связанных с загрязнениями, производство полупроводниковых приборов размещают в чистых помещениях, отвечающих очень высоким требованиям чистоты.

Кондиционирование воздуха в чистых помещениях

Чистые помещения, среда которых не содержит загрязнений и бактерий, используются в большинстве современных производств.

Первые чистые помещения были созданы в больницах для борьбы с инфекциями, в настоящее время высокие технологии выдвигают особые требования к чистоте среды для промышленного производства. Чистые помещения применяются в электронной промышленности при производстве компьютеров, телевизоров, мониторов, в микроэлектронной промышленности при производстве интегральных схем, устанавливаемых в компьютерах и микропроцессорах систем управления, в микромеханике при производстве гироскопов, миниатюрных подшипников, считывающих устройств для компакт-дисков, в оптической промышленности при производстве линз, фотопленки, лазерного оборудования.. В таких производствах даже субмикронные частицы загрязнений могут нарушить функционирование изделий и снизить срок службы.

Есть категория производств, где недопустимо присутствие в производственной среде микроорганизмов, вызывающих возникновение инфекций. К ним относятся производственные помещения биотехнологии, генной инженерии, фармацевтической промышленности, особого медицинского оборудования (сердечные клапаны, системы кардиошунтирования), пищевой промышленности. В связи с ростом высокотехнологичных производств перечень областей применения чистых помещений будет пополняться.

Согласно стандарта ISO 14644-1 чистое помещение — это помещение, в котором контролируется счетная концентрация аэрозольных частиц, построенное и используемое так, чтобы свести к минимуму поступление, генерацию и накопление частиц внутри помещения, в котором при необходимости контролируются другие параметры, например, температура, относительная влажность воздуха и давление. Создать и поддерживать в чистом помещении требуемое качество воздуха и требуемые параметры микроклимата возможно только с помощью специальных систем кондиционирования воздуха.

ГЛАВА 2

Энергосбережение в системах кондиционирования воздуха

Организационные мероприятия, направленные на энергосбережение....61
Технические мероприятия, направленные на энергосбережение....65
Факторы, определяющие потребление электроэнергии, теплоты и холода системами отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха....66
I. Конструктивные и объемно-планировочные решения....67
II. Наружный климат и внутренний микроклимат....67
III. Схемные решения СКВ и способы управления ею....68
IV. Оборудование....71
Аккумулирование теплоты и холода....72
Основные направления экономии энергии и топлива в системах обеспечения микроклимата зданий....74
Расчет эффективности энергосберегающих решений в СКВ....75
Оценка экономической эффективности регенерации теплоты удаляемого воздуха....81
Оценка энергетического эффекта использования ВЭР и ВИЭ....82
Капитальные и эксплуатационные затраты, связанные с использованием ВЭР и ВИЭ....83
Оценка ежегодной экономии затрат на приобретение топлива (тепловой энергии) и экономического эффекта использования ВЭР и ВИЭ....85

Потребление энергетических ресурсов достигло таких гигантских масштабов, что угрожает, с одной стороны, исчерпанием природных энергетических ресурсов — органических видов топлива и «энергетическим голодом», с другой стороны, — загрязнением окружающей среды продуктами сгорания топлива. Перспективным является использование нетрадиционных и возобновляемых источников энергии: солнца, ветра, малых рек, геотермальных вод и т.д. Общим недостатком всех нетрадиционных и возобновляемых источников энергии (НВИЭ) является высокая стоимость получаемой тепловой и электрической энергии, поэтому традиционная энергетика в настоящее время предпочтительней нетрадиционной. Наряду с использованием НВИЭ стратегическим направлением в энергетике является энерго- и ресурсосбережение. Финансовые вложения в энергосбережение в 3–5 раз эффективнее, чем вклады в наращивание генераторных мощностей. Проблема энергосбережения может решаться на разных уровнях: в глобальном масштабе на уровне большой энергетики и в локальном масштабе на уровне одного отдельно взятого здания. Предметом нашего рассмотрения будут вопросы энергосбережения в системах обеспечения микроклимата и, в частности, в системах кондиционирования воздуха, так как обозначить круг вопросов, связанных с проблемой экономии энергии, следует на начальной стадии проектирования объекта.

Организационные мероприятия, направленные на энергосбережение

Все мероприятия, направленные на энергосбережение, должны быть стимулированы на основе законов, действующих в государстве. Государство создает экономические и правовые условия заинтересованности в энергосбережении юридических и физических лиц с помощью разумных налоговых мер и субсидий. В мировой практике известно немало примеров реализации государственной политики в области сбережения энергии. В большинстве стран Западной Европы было достигнуто снижение энергопотребления на 40–60% путем экономического влияния государства. Одним из главных подходов было решение о финансировании энергосберегающей политики. Принятый в России Федеральный закон «Об энергосбережении» определяет правовые, экономические и организационные основы государственной политики в области энергосбережения. Во исполнение закона для отдельных регионов России разработаны программы энергосбережения, предусматривающие следующие организационные мероприятия:

— энергетический аудит на предприятиях;
— составление энергетических паспортов предприятия;
— создание демонстрационных зон высокой энергетической эффективности;
— использование экономических стимулов внедрения энергосберегающих технологий.

В Москве первая программа энергосбережения принята в 1992 году, вторая программа — в 2006 году. На современном этапе ставятся следующие задачи в области энергосбережения в строительстве:

1. Нахождение компромиссных решений, обеспечивающих повышенную комфортность, снижение производительности систем ОВ и К, уменьшение стоимости систем и потребляемой энергии.
2. Применение инновационных технологий в системах обеспечения микроклимата зданий.
3. Экономическое стимулирование строительства энергоэффективных зданий.
4. Индивидуальный и домовой учет потребления теплоты и воды.

Департамент градостроительной политики, развития и реконструкции г. Москвы утвердил и ввел в действие с 1 июня 2005 года разработанное НП «АВОК» «Положение об экономическом стимулировании проектирования и строительства энергоэффективных зданий и выпуска для них энергосберегающей продукции». Положение согласовано с Департаментом экономической политики и развития г. Москвы, Мосгосэкспертизой, Москомархитектурой и ОАО «Москапстрой».

Положение устанавливает механизм экономического стимулирования проектирования и строительства зданий с пониженными показателями энергопотребления по сравнению с их нормативными значениями (далее «энергоэффективные здания»). Основным показателем энергетической эффективности здания является удельный расход тепловой энергии системой отопления здания за отопительный период в расчете на 1 м^2 общей площади квартир в кВт·ч/м^2, нормируемый по МГСН 2.01-99 (таблица 3.3). Повышение уровня энергоэффективности здания определяется степенью снижения удельного расхода энергоресурсов по сравнению со стандартным (нормативным) уровнем, согласно МГСН 2.01-99 (таблица 3.6). Проектная энергоэффективность здания определяется по данным энергетического паспорта в составе утвержденного проекта строительства этого здания.

Экономическому стимулированию подлежат проектирование и строительство зданий, проектная энергоэффективность которых превышает стандартный (нормативный) уровень за счет снижения удельного расхода энергоресурсов не менее чем на 15%.

Экономическое стимулирование осуществляется путем применения повышающего коэффициента к стоимости проектирования энергосберегающих мероприятий, предусмотренных в утвержденном проекте здания. Величины повышающих коэффициентов к стоимости проектирования энергосберегающих мероприятий изменяются в зависимости от степени снижения удельного расхода энергоресурсов по сравнению с их стандартным (нормативным) уровнем, установленным МГСН 2.01-99 (таблица 3.6), с учетом сроков окупаемости дополнительных инвестиционных средств, обеспечивающих проектируемый повышенный уровень энергоэффективности здания.

Положение распространяется только на строительство зданий, финансируемых за счет бюджетных ассигнований, и относится к зданиям, включенным в Перечень объектов экспериментального строительства. В то же время содержание Положения и, главное, его методика совершенно не накладывают каких-либо ограничений, связанных с формой финансирования или строительным назначением объекта.

Авторы Положения подчеркивают, что нормирование энергетической эффективности зданий, особенно общественных, принятое в МГСН и СНиП, только по величине удельного расхода тепловой энергии системой отопления за отопительный период, является явно недостаточным.

После реализации мероприятий по теплозащите здания величина расхода теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха стала сопоставимой с потерями теплоты за счет теплопередачи через ограждающие конструкции и в некоторых случаях превышает последние. При определении удельных значений расхода тепловой энергии на отопление здания для сравнения с нормируемыми значениями используют приведенный инфильтрационный (условный) коэффициент теплопередачи совокупности наружных ограждающих конструкций здания, учитывающий расход теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха и приточного воздуха в системе вентиляции K_m^{int}, Вm/м^2·°С.

Согласно МГСН 2.01-99 «Энергосбережение в зданиях» инфильтрационный коэффициент теплопередачи определяют по общей формуле:

$$K_m^{\text{int}} = \frac{0{,}28c\sum(G\cdot k\cdot m\cdot n_r/168)}{A_e^{sum}}, \qquad (2.1)$$

где c — удельная теплоемкость воздуха, равная 1,005 кДж/кг °С;

G — расход инфильтрационного или вентиляционного воздуха, подлежащего нагреванию, кг/час;

k — коэффициент учета влияния встречного теплового потока в конструкции заполнения светового проема при инфильтрации наружного воздуха или при неорганизованном притоке вентиляционного воздуха через неплотности этого заполнения; k = 0,8 — для заполнения светопроема с двумя и более притворами, k = 1,0 — для заполнения светопроема с одним притвором и для приточного воздуха от механической системы вентиляции;

m — число часов действия в сутки рассматриваемого расхода нагреваемого воздуха, ч;

n_r— число дней в неделю, во время которых действует рассматриваемый расход нагреваемого воздуха, дней;

A_e^{sum} — общая площадь наружных ограждений отапливаемой части здания, м^2;

168 — число часов в неделю.

Согласно СНиП 23-02-2003 «Тепловая защита зданий» инфильтрационный коэффициент теплопередачи определяют по следующей формуле:

$$K_m^{\text{int}} = \frac{0{,}28cn_a \cdot \beta_v \cdot V_h \cdot \rho_a^{ht} \cdot k}{A_e^{sum}}, \qquad (2.2)$$

где n_a — средняя кратность воздухообмена в здании за отопительный период, ч$^{-1}$, определяемая по формуле 2.4;

β_v — коэффициент снижения объема воздуха в здании, учитывающий наличие внутренних ограждающих конструкций; при отсутствии данных принимать $\beta_v = 0{,}85$;

V_h — объем отапливаемой части здания, м^3;

k — то же, что в формуле 2.1, $k = 0{,}7$ — для заполнения светопроема с тремя раздельными переплетами; $k = 0{,}8$ — для заполнения светопроема с двумя раздельными притворами, $k = 0{,}9$ — для заполнения светопроема с двумя спаренными притворами, $k = 1{,}0$ — для заполнения светопроема с одним притвором и для приточного воздуха от механической системы вентиляции;

ρ_a^{ht} — средняя плотность приточного воздуха за отопительный период, кг/м^3, определяемая по формуле:

$$\rho_a^{ht} = \frac{353}{(273 + 0{,}5(t_в + t_н))}, \qquad (2.3)$$

$t_в$, $t_н$ — соответственно расчетные температура внутреннего и наружного воздуха, °С;

Средняя кратность воздухообмена здания за отопительный период n_a, ч$^{-1}$, рассчитывается по суммарному воздухообмену за счет вентиляции и инфильтрации по формуле:

$$n_a = [(L_v n_v)/168 + (G_{\text{inf}} k n_{\text{inf}})/(168\rho_a^{ht})]/(\beta_v V_v), \qquad (2.4)$$

где L_v — количество приточного воздуха при неорганизованном притоке либо нормируемое значение при механической вентиляции, м^3/час, равное для:

а) жилых зданий, предназначенных гражданам с учетом социальной нормы (с расчетной заселенностью квартиры 20 м^2 общей площади и менее на человека), — $3A_l$;

б) других жилых зданий — $0{,}35 \cdot 3A_l$, но не менее $30\ m$, где m — расчетное число жителей в здании;

A_l — площадь жилых помещений, м^2;

n_v — число часов работы механической вентиляции в течение недели;

G_{inf} — количество инфильтрующегося воздуха в здание через ограждающие конструкции, кг/час;

n_{inf} — число часов учета инфильтрации в течение недели, ч, равное 168 для зданий со сбалансированной приточно-вытяжной вентиляцией и (168 – n_v) для зданий, в помещениях которых поддерживается подпор воздуха во время действия приточной механической вентиляции.

Таким образом, инфильтрационный коэффициент теплопередачи позволяет ориентировочно учесть расход теплоты на нагревание приточного воздуха в системе вентиляции жилых и общественных зданий. В СНиП 23-02-2003 учтена периодичность работы механической приточной вентиляции для общественных зданий путем введения коэффициента n_v/168, так как в нерабочие часы она не работает, и для этих часов следует учитывать инфильтрационный воздухообмен. В жилых зданиях повышенной комфортности все большее предпочтение отдают механическим приточным

системам вентиляции. Поэтому общие положения, используемые для определения средней кратности воздухообмена здания, в общественных зданиях могут быть распространены и на жилые здания с механической приточно-вытяжной вентиляцией. Однако в жилых зданиях при определении инфильтрационного коэффициента передачи необходимо учитывать некоторые особенности. С целью экономии теплоты и эффективной работы вентиляционного оборудования в отдельно взятой квартире (одноквартирной секции), в индивидуальном жилом доме должен быть обеспечен баланс воздуха по притоку и вытяжке. В отличие от общественных зданий, механическая система вентиляции в жилом здании должна работать круглосуточно. В то же время для жилых зданий существует существенная неравномерность заполнения помещений людьми как в течение суток в одной квартире, так и по помещениям квартиры повышенной комфортности в отдельные часы суток. Система механической приточной вентиляции проектируется на расчетные условия и максимальный требуемый воздухообмен. С целью экономии расхода теплоты и электроэнергии в процессе эксплуатации с учетом неравномерности заполнения людьми следует предусматривать регулирование количества подаваемого в помещения квартиры воздуха, что становится реально возможным с применением системы механической приточной вентиляции. Целесообразно также применить регенерацию теплоты удаляемого воздуха в механической приточной системе вентиляции. Таким образом, система вентиляции отдельной квартиры-секции, индивидуального жилого дома должна проектироваться с переменным расходом воздуха и регенерацией теплоты удаляемого воздуха. В условиях применения регенерации теплоты удаляемого воздуха происходит экономия теплоты на нагревание наружного воздуха, величина которой зависит от коэффициента эффективности теплообменника, что также следует учесть при определении инфильтрационного коэффициента теплопередачи. Изменение количества воздуха через теплообменник в сторону уменьшения приводит к росту его коэффициента эффективности и увеличению количества отбираемой теплоты. Следует учитывать осредненное значение коэффициента эффективности:

$$\theta_{t\,ср} = \frac{m_{макс} \cdot \theta_{t\,макс} + m_{мин} \cdot \theta_{t\,мин} + m_{ном} \cdot \theta_{tном}}{24}. \qquad (2.5)$$

В системе приточно-вытяжной вентиляции с регулируемым расходом воздуха по часам суток (программное регулирование) следует учитывать не продолжительность работы системы механической вентиляции по дням недели при определении средней кратности воздухообмена для всего здания, а продолжительность ее работы в определенном режиме по часам суток. Коэффициент учета регулирования расхода воздуха по часам суток, отнесенный к номинальному значению расхода воздуха, будет равен:

$$m_{ср} = \frac{m_{макс} \cdot \dfrac{L_{макс}}{L_{ном}} + m_{мин} \cdot \dfrac{L_{мин}}{L_{ном}} + m_{ном}}{24}, \qquad (2.6)$$

где m — число часов работы системы вентиляции в соответствующем режиме согласно нижним индексам: макс, мин, ном;

L — расход воздуха в соответствующем режиме работы, м^3/час, согласно нижним индексам: макс, мин, ном.

Формула для определения инфильтрационного коэффициента теплопередачи с учетом экономии теплоты за счет регенерации теплоты удаляемого воздуха и переменного расхода воздуха будет иметь вид:

$$K_m^{\text{int}} = \frac{0{,}28 \cdot c \cdot \rho_a^{\;ht} \cdot k \cdot [L_{ном} \cdot m_{ср}(1-\theta_{tср}) + G_{\inf}/(\rho_a^{\;ht})]}{A_e^{\;sum}}. \qquad (2.7)$$

В зданиях, оборудованных системами кондиционирования воздуха, показатель расхода теплоты на отопление, упрощенно учитывающий расход теплоты на нагревание приточного воздуха, ис-

пользован быть не может, так как расход теплоты на нагревание наружного воздуха будет всегда больше, чем учтенный при определении этого показателя. Это связано с тем, что перед адиабатным увлажнением воздуха в холодный период года, которому сопутствует охлаждение, его необходимо перегреть. По существующей методике расход тепловой энергии на отопление здания за отопительный период определяют с учетом снижения нагрузки на величину осредненных значений теплопоступлений от солнечной радиации и внутренних тепловыделений в течение отопительного периода. В здании с системой кондиционирования воздуха при определении реального расхода теплоты на нагревание приточного воздуха этого делать не следует, так как эти составляющие должны быть учтены в балансе теплоты помещения при определении нагрузки на систему кондиционирования воздуха в холодный период года. В системах кондиционирования воздуха может возникнуть необходимость в потреблении теплоты и в теплый период года (второй подогрев). Согласно существующей методике, чем больше теплопоступлений от солнечной радиации, тем ниже удельный расход теплоты на отопление и лучше энергетическая эффективность здания. Тогда как в теплый период года значительные теплопоступления от солнечной радиации приводят к увеличению нагрузки на систему вентиляции и кондиционирования воздуха, повышению расхода холода, а следовательно, расхода электроэнергии, что не учитывает существующий показатель эффективности.

Согласно закону показатели энергоэффективности должны устанавливаться на срок не более пяти лет. Для общественных и жилых зданий, оборудованных системами механической приточно-вытяжной вентиляции и кондиционирования воздуха, энергетическая эффективность должна определяться на основе технологических показателей работы систем за годовой цикл: годовых расходов теплоты, воды, электроэнергии, в том числе и на выработку искусственного холода и обработку воды. Прохоровым В. И. и Самариным О. Д. [48, 52] параллельно, по самостоятельно разработанным методикам, были проведены расчеты энергетической эффективности зданий разного назначения и выполнен структурный анализ отдельных составляющих энергетических затрат на конкретных объектах. Результаты показали, что основной статьей затрат являются затраты электрической и тепловой энергии в системах вентиляции и кондиционирования воздуха, доля расхода теплоты на отопление невелика. В качестве показателя энергетической эффективности Прохоров В. И. использовал комплексный показатель эффективности за год, учитывающий расход электроэнергии, затрачиваемой при работе систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Он назвал этот показатель «приведенными условно-суммарными энергозатратами», так как ввел понижающие коэффициенты на расход тепловой энергии, аргументируя это термодинамическими и стоимостными различиями тепловой и электрической энергии. Самарин О. Д. использовал в качестве показателя удельные суммарные затраты тепловой энергии, за вычетом бытовых тепловыделений и теплопоступлений от солнечной радиации и электрической энергии на 1 м^2 отапливаемой площади здания за отопительный период. Разумно использовать три качественных показателя энергетической эффективности зданий: удельные затраты тепловой энергии на отопление на 1 м^2 общей площади здания за отопительный период, тепловой энергии на вентиляцию и кондиционирование воздуха и удельные затраты электрической энергии в системах обеспечения микроклимата на 1 м^2 общей площади здания за год, а также единый стоимостный показатель энергетической эффективности здания.

Технические мероприятия, направленные на энергосбережение

Реальным механизмом энерго- и ресурсосбережения являются технические мероприятия, реализуемые на стадии проектирования новых объектов, а также реконструкции действующих. Стимулом для внедрения технических мероприятий является постоянно растущая стоимость энергетических ресурсов в условиях рыночной экономики.

Одним из основных потребителей тепловой и электрической энергии в здании являются системы обеспечения микроклимата самого разного назначения: системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. В соответствии с действующими укрупненными сметными нормами на строительство 15–20% капитальных и около 15% эксплуатационных затрат приходится на долю систем вентиляции и кондиционирования воздуха, в производственных зданиях ряда отраслей эти цифры могут достигать 30% и более. В последние годы, в связи с повышением требований к качеству жизни, возросли фактические энергетические затраты в зданиях гражданского назначения и жилых зданиях на создание и поддержание требуемого микроклимата. Большая часть территории России находится в условиях сурового климата, а также резко континентального климата, поэтому удельные расходы энергии, связанные с работой систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, значительны. Когда говорят об энергосбережении, речь идет не только о снижении затрат энергии в процессе эксплуатации систем инженерного оборудования здания, но и о снижении производительности оборудования, на которое при его производстве затрачивается энергия.

Факторы, определяющие потребление электроэнергии, теплоты и холода системами отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха

Чтобы наметить направления экономии энергетических ресурсов в системах обеспечения микроклимата, необходимо выявить факторы, определяющие потребление электроэнергии, теплоты и холода системами отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Все факторы могут быть объединены в отдельные группы:

I. Конструктивные и объемно-планировочные решения.

II. Наружный климат и внутренний микроклимат.

III. Схемные решения СКВ и способы управления ею.

IV. Оборудование.

Факторы, относящиеся к первой группе, следует учитывать в процессе градостроительных, объемно-планировочных и конструкторских разработок, которые должны предусматривать пассивные мероприятия, направленные на энергосбережение. Цель пассивных мероприятий — свести к минимуму теплопотери в холодное время года и теплопоступления в теплое время года. Эти мероприятия обычно реализуют архитекторы и конструкторы. Пассивные мероприятия, направленные на снижение потерь теплоты в холодное время года, нашли отражение в нормативной литературе: Своде правил по проектированию и строительству СП 23-101-2000 и в СНиП 23-02-2003 «Тепловая защита зданий».

В настоящее время проектная документация строящегося здания на стадии «Проект» и «Рабочий проект» включает раздел «Энергосбережение», в составе которого разрабатывают энергетический паспорт здания. Часто в этом разделе проекта рассматривают только пассивные мероприятия, направленные на повышение теплозащиты здания и снижение инфильтрации наружного воздуха за счет повышенного сопротивления воздухопроницания окон и дверей, и незаслуженно малое место отводят активным мероприятиям. Активные мероприятия направлены на снижение расхода теплоты, холода, воды и электроэнергии в системах обеспечения микроклимата и реализуются в процессе проектирования, монтажа и эксплуатации инженерных систем здания: отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, горячего водоснабжения. На всех этапах проектирования, начиная с подготовки исходных данных, выбора технологической схемы обработки воздуха и технического решения, и заканчивая выбором оборудования, необходимо принимать решения, направленные на энергосбережение. Некоторым мероприятиям не требуются дополнительные материальные затраты, необходим только опыт и искусство проектировщика, например при подготовке исходных данных, выборе принципиальной схемы обработки воздуха в центральной установке или схемы многозональной СКВ в соответствии с назначением помещений, выборе схемы

организации воздухообмена. Другие мероприятия требуют дополнительных капитальных затрат, например, в случае применения энергосберегающего оборудования (насосов, вентиляторов, чиллеров и теплогенераторов) или при использовании теплоты вторичных энергетических ресурсов и возобновляемых источников энергии. При реализации активных мероприятий определяющими являются факторы, относящиеся ко II, III и VI группам.

I. Конструктивные и объемно-планировочные решения

К I группе факторов относятся:

— ориентация наружных ограждений по странам света, остекленность фасадов, положение здания в городской застройке, например, по отношению к направлению действующих ветров;
— форма и размеры здания, планировочные решения, определяющие расположение помещений разного функционального назначения;
— конструкция наружных ограждений, теплофизические характеристики строительных материалов и готовых конструкций, переменный характер теплофизических характеристик в зависимости от периода года, наличие солнцезащитных устройств.

II. Наружный климат и внутренний микроклимат

II группа факторов включает в себя исходные данные для проектирования СКВ:

— расчетные параметры внутреннего и наружного воздуха;
— тепло-, влаго- и газовыделения в помещении.

Исходные данные для проектирования являются необходимым условием принятия обоснованного решения по виду системы, ее элементам, так как оказывают существенное влияние на экономические показатели работы СКВ (см. Главы 3 и 5). Они позволяют уже на первоначальном этапе проектирования заложить основы для энергосберегающего решения. Обоснованное задание предельного значения расчетных внутренних параметров воздуха соответственно для теплого и холодного периодов года, а также допустимого их отклонения с учетом уровня требований к микроклимату помещения, позволяет уменьшить расчетные значения расхода воздуха, холода, теплоты и воды, а следовательно, единовременные затраты на функциональные блоки центральной установки, источник холода, водоподготовку и т.д., а также эксплуатационные расходы (см. Главы 3 и 5). Выбор значений расчетных параметров наружного климата в соответствии с коэффициентом обеспеченности расчетных внутренних условий, определяющим класс СКВ, позволяет исключить энергоемкие технические решения и уменьшить расчетные технологические показатели, определяющие производительность установки и соответствующие затраты (см. Главы 3 и 5).

При многовариантном проектировании возрастает значение фактора, определяемого параметрами наружного климата, и повышается требование к модели наружного климата. Возникает необходимость не только в расчетных параметрах наружного климата для теплого и холодного периодов года, но и в расчетных значениях двух параметров для каждого месяца, полученных на основе статистической обработки данных метеонаблюдений для определенного географического пункта. Известны модели наружного климата, разработанные Л. Б. Успенской, А. М. Сизовым, А. Г. Сотниковым и Е. В. Стефановым. Успенская Л. Б. представила информацию о наружном климате для отдельных городов в виде t–φ диаграммы с нанесенными изолиниями плотности повторяемости определенных сочетаний температуры и относительной влажности наружного воздуха и значениями эмпирической частоты для каждого участка между изолиниями, на основе которых может быть определена суммарная продолжительность периодов, когда состояние воздуха находится в границах интервала, определяемого сеткой t–φ. У Сизова А. М. климатологическая информация генерируется посредством расчета двухмерного нормального распределения t–φ комплекса по часам суток на основании статистических характеристик по данным срочных наблюдений. В результате расчета получают значение температуры и относительной влажности

наружного воздуха для трех периодов в типовые сутки каждого месяца для конкретного географического пункта.

Теплопоступления в помещении можно разделить на внешние, определяемые изменением состояния наружного климата, и внутренние, определяемые технологическим процессом и людьми. Они являются управляемыми факторами, так как их можно изменять в направлении, обеспечивающем снижение затрат энергии. Внешние теплопоступления в значительной степени определяются планировочными и конструктивными решениями: расположением наружных ограждений по сторонам горизонта, остекленностью фасадов, теплофизическими свойствами ограждений, наличием солнцезащитных устройств. Внутренние тепло-, влаго- и газовыделения в обслуживаемую или рабочую зону помещения могут быть снижены за счет применения эффективных местных отсосов с укрытием, применением компенсационных приточно-вытяжных локализующих устройств, например в кухнях предприятий общественного питания, «чистых» помещениях и других производственных помещениях. Неверным является решение, когда система водяного отопления полностью компенсирует теплопотери помещения, в котором значительные теплопоступления ассимилируются системой кондиционирования воздуха. В этом случае налицо неверно заданные исходные данные из-за того, что при составлении теплового баланса помещения не учтено снижение мощности системы отопления в часы максимальных теплопоступлений, что приводит к увеличению расхода воздуха в СКВ и сопутствующих расходов теплоты и холода, а также перерасходу теплоты в системе отопления.

При проектировании системы кондиционирования воздуха и выборе оборудования следует учитывать и максимально использовать потенциал наружного климата применительно к конкретным климатологическим условиям района строительства. Практически это означает, что выбор целесообразной последовательности обработки воздуха и соответствующего оборудования следует проводить на основе построения процессов изменения состояния воздуха на i – d диаграмме (см. Главы 5 и 6) и анализа режима ее функционирования в годовом цикле (см. Главу 7). К сожалению, принцип прямого и косвенного испарительного охлаждения, основанный на использовании потенциала наружного климата для охлаждения воды, получивший глубокое развитие в разработках отечественных ученых [27, 71] и реализованный в последние годы в оборудовании ведущих европейских фирм, обеспечивающий сокращение энергетических затрат при производстве искусственного холода, практически не используется в отечественном проектировании. При значительных теплоизбытках в помещении (залы АТС, серверные, внутренние зоны торговых залов значительной площади) возникает необходимость в охлаждении помещения в течение всего года. В системах кондиционирования воздуха таких помещений следует применять принцип «свободного охлаждения», основанный на использовании природного холода наружного воздуха, реализованный в соответствующем оборудовании: чиллерах и шкафных кондиционерах «свободного охлаждения» (см. Главу 10).

III. Схемные решения СКВ и способы управления ею

К III группе факторов относятся:
— схема организации воздухообмена, тип воздухораспределителя;
— расход и параметры приточного воздуха в системе кондиционирования воздуха, расход наружного воздуха;
— схема многозональной СКВ;
— степень децентрализации системы кондиционирования воздуха, а также ее системы тепло-холодоснабжения;
— параметры и расход жидкости в системах тепло-холодоснабжения;
— потери давления в трубопроводах системы тепло-холодоснабжения;
— потери давления в воздуховодах вентиляционной сети.

Главным фактором, определяющим энергопотребление СКВ, являются расходы наружного и приточного воздуха. Расход наружного воздуха не может быть меньше минимально необходимого значения, но в многозональных СКВ зависит от принятой технологической схемы. При переменной внутренней нагрузке в помещениях может стать управляемым фактором, например по концентрации CO_2 в гражданских и жилых зданиях (см. Главу 6). В значительной степени расход приточного воздуха в системе кондиционирования воздуха и ее энергопотребление зависят от выбора типа воздухораспределителя, конструкция которого и принцип работы определяют вид приточной струи, максимальное значение рабочей разности температур, особенности распространения струи в помещении, равномерность параметров воздуха по объему помещения (см. Главу 4). Поэтому выбор схемы организации воздухообмена и типа воздухораспределителей требует особого внимания, в том числе с позиций энергосбережения, так как может быть принята чрезмерная производительность системы кондиционирования воздуха из-за неверного выбора или недоучета возможностей системы воздухораспределения в помещении.

В процессе выбора технического решения СКВ необходимо учитывать преимущества и недостатки отдельных вариантов схемных решений (см. Главу 6) применительно к особенностям конкретного здания. Например, всем предшествующим опытом доказано, что в офисных зданиях с многокомнатной планировкой водовоздушная система кондиционирования воздуха обладает преимуществами перед другими СКВ, является примером экономичного и экологичного решения задачи создания и поддержания заданных параметров микроклимата в помещениях. Тогда как для помещений большого объема с равномерно-распределенной нагрузкой (зрительные залы, торговые залы и т.д.) преимущество с точки зрения энергосбережения имеет система центрального кондиционирования воздуха с переменным расходом.

В современных условиях узкой специализации инженеров отдельно решаются вопросы отопления, теплоснабжения, горячего водоснабжения, вентиляции, кондиционирования воздуха и автоматического регулирования проектируемого объекта, что приводит к созданию энерго- и материалозатратных инженерных систем оборудования здания. Например, в здании может быть запроектирована система водяного отопления и система кондиционирования воздуха с вентиляторными доводчиками, работающими только на охлаждение, система отопления, полностью компенсирующая теплопотери, и система кондиционирования воздуха, ассимилирующая значительные теплопоступления. Снизить энергопотребление инженерными системами здания позволяют комплексные технические решения, реализующие в единой системе функции отопления, охлаждения, освещения, горячего водоснабжения, подачи чистого свежего воздуха, объединяющие отдельными контурами источники теплоты и холода в здании, предусматривая их резервирование, например тепловой насос и теплогенератор. Объединение в единую систему дает возможность предусмотреть утилизацию теплоты отходящих газов теплогенератора и регенерацию теплоты конденсации холодильной машины для подогрева воды на горячее водоснабжение, в бассейне или на второй подогрев в летний период года, регенерацию теплоты удаляемого воздуха и теплоты сточной воды в холодный период года и т.д.

Одним из способов снижения энергопотребления в системах кондиционирования воздуха является зонирование помещения большого объема (периметральная и внутренняя зоны) или здания с устройством самостоятельных систем, распределение максимальной расчетной нагрузки на несколько агрегатов, работающих совместно параллельно, в помещениях с большой неравномерностью нагрузки в течение года. Отключение одной или нескольких систем при неполной нагрузке способствует снижению расхода электроэнергии и годовых эксплуатационных расходов на 50–70%, повышает надежность системы благодаря наличию резервного агрегата, уменьшает пусковые токи, повышает срок службы системы, ее надежность, снижает затраты на ремонт и обслуживание. В системе тепло- и холодоснабжения поверхностных теплообменников центрального кондиционера и местных агрегатов устройство нескольких параллельно функционирующих циркуляционных

контуров, отличающихся гидравлическим и тепловым режимами, обеспечивает устойчивую работу системы в процессе эксплуатации, повышает надежность работы оборудования и позволяет экономить энергию. Для устойчивой работы теплогенератора и чиллера требуется поддержание постоянства расхода тепло-холодоносителя в контуре циркуляции, тогда как в контуре потребителя с целью энергосбережения следует предусматривать регулирование расхода тепло- и холодоносителя. Разделение контуров источников теплоты и холода потребителей может осуществляться через проточные или емкостные теплообменники или с помощью новых устройств гидравлической балансировки схем — коллекторов малых перепадов давлений (называемых еще гидравлическими регуляторами).

Комплексное проектирование инженерных систем оборудования зданий предполагает выбор параметров теплоносителя в системе теплоснабжения местных агрегатов системы кондиционирования воздуха с учетом особенностей гидравлического режима сети трубопроводов и режима работы источника теплоты, каким является автономный теплогенератор или тепловой насос. Эффективность работы теплового насоса увеличивается с понижением параметров теплоносителя в системе теплоснабжения вентиляторных доводчиков и системе отопления с малоинерционными отопительными приборами. В режиме пиковых нагрузок, когда в качестве источника теплоты используют теплогенератор, принципиально важно при сохранении пониженных параметров теплоносителя обеспечить защиту теплогенератора от недопустимо низких температур на входе (температура должна быть выше температуры точки росы отходящих газов) и обеспечить режим работы с расходами теплоносителя не ниже минимально допустимых. В то же время при использовании конденсационных теплогенераторов, имеющих высокий коэффициент полезного действия по скрытой теплоте, нет необходимости в защите от низких температур обратной воды на входе в него. Чтобы обеспечить конденсацию водяных паров в хвостовых поверхностях нагрева таких теплогенераторов температура воды в обратном трубопроводе должна быть ниже точки росы отходящих газов, что хорошо согласуется с выбором параметров теплоносителя в системе теплоснабжения фэнкойлов или в системе отопления с малоинерционными отопительными приборами. Использование конденсационных теплогенераторов дает существенную экономию топлива за счет использования скрытой теплоты конденсации водяных паров отходящих газов.

Электрическая мощность, потребляемая вентиляторами системы кондиционирования воздуха, зависит от расхода воздуха в системе и потерь давления в вентиляционной сети. С целью снижения расхода электроэнергии необходимо уменьшать аэродинамическое сопротивление элементов центральной установки и вентиляционной сети. Однако уменьшение скорости воздуха во фронтальном сечении центрального кондиционера приводит к увеличению его типоразмера и стоимости, снижению эффективности тепломассообмена в аппаратах обработки воздуха. Поэтому выбор типоразмера центрального кондиционера проводят по рекомендуемым значениям скорости во фронтальном сечении (см. Главу 9). При конструировании вентиляционной сети следует применять фасонные части с минимальными значениями коэффициента местного сопротивления, например плавные отводы, тройники с отводами, «штанообразные» тройники, проектировать разветвленные сети с равномерно «нагруженными» ответвлениями. Такое противоречие, как обеспечение гидравлической устойчивости вентиляционной сети и снижение гидравлического сопротивления, может быть устранено только решением оптимизационной задачи в процессе аэродинамического расчета исходя из располагаемого перепада давлений. Результатом расчета будет оптимальное распределение располагаемого давления в сети с одновременным выбором сечения воздуховодов, основного оборудования — поверхностных и контактных теплообменников, числа оборотов вентилятора.

Одной из составляющих затрат электроэнергии при работе систем отопления и кондиционирования воздуха являются затраты электрической энергии на работу циркуляционных насосов. Аналогично, как и при работе вентиляторов, потребляемая электрическая мощность определяется подачей насоса (расходом жидкости) и развиваемым давлением, которое расходуется на преодоле-

ние гидравлического сопротивления сети. Следует стремиться к уменьшению расхода жидкости, например в блоках адиабатного увлажнения (см. Главу 9), и потерь давления в сети. С целью обеспечения гидравлической устойчивости в настоящее время применяют балансировочную арматуру, которая значительно увеличивает потери давления в сети. Снижение гидравлического сопротивления системы тепло-холодоснабжения, разумное применение балансировочной арматуры будет способствовать экономии электроэнергии.

IV. Оборудование

К IV группе факторов относятся:

— показатели эффективности работы вентиляторов и насосов (коэффициент полезного действия);
— показатели эффективности работы холодильных машин и тепловых насосов (COP — холодильный и тепловой коэффициенты);
— коэффициенты эффективности теплообменников регенерации и утилизации теплоты и промежуточных теплообменников;
— коэффициент полезного действия индивидуального теплогенератора;
— неравномерность потребления и поступления теплоты и холода.

Искусство проектировщика состоит в соединении богатейших возможностей современного оборудования, направленных на энергосбережение, с отечественным, зарубежным и собственным опытом проектирования. На всех этапах проектирования — от выбора принципиального решения и далее при расчете и проектировании СКВ — необходимо знать и учитывать те новые возможности, которые предоставляют нам конструкторы и производители современного оборудования для систем кондиционирования воздуха (см. Главы 8, 10 и 11). Основным критерием выбора оборудования должен быть показатель эффективности его работы: для насосов и вентиляторов — коэффициент полезного действия (см. Главу 9), для холодильных машин и тепловых насосов — холодильный и тепловой коэффициент (см. Главу 10), для теплогенераторов — коэффициент полезного действия, для теплообменников системы регенерации теплоты — коэффициенты эффективности (см. Главу 8). Холодильный и тепловой коэффициенты цикла (COP) являются переменными величинами и зависят не только от особенностей конструкции агрегата, но и от параметров охлаждаемой и охлаждающей среды. Для оконных бытовых кондиционеров среднее значение холодильного коэффициента составляет 2, тогда как для больших чиллеров с центробежными компрессорами — 5,5. Чем выше температура охлаждаемой жидкости и ниже температура охлаждающей среды, тем выше холодильный коэффициент, чем ниже параметры нагреваемой жидкости в тепловом насосе и выше температура источника низкопотенциальной теплоты, тем выше тепловой коэффициент. Следует выбирать оборудование с наивысшими показателями эффективности и обеспечивать условия их эффективной работы.

Утилизация вторичных тепловых ресурсов и регенерация теплоты низкопотенциальных источников — один из путей уменьшения затрат энергии в зданиях. В гражданских и жилых зданиях источником низкопотенциальной теплоты может быть воздух, удаляемый системами местной вентиляции, например на предприятиях общественного питания, воздух, удаляемый системами общеобменной вентиляции, вода, охлаждающая конденсаторы холодильных машин торгового оборудования и систем кондиционирования воздуха, сточная вода от технологического оборудования банно-прачечных комбинатов, предприятий общественного питания, бассейнов. Источником вторичной теплоты на промышленных предприятиях являются котлы, газовые и электрические печи, технологическое оборудование, охлаждаемое водой или воздухом, воздух, удаляемый системами местной и общеобменной вентиляции, нагретые материалы. Повысить эффективность системы кондиционирования воздуха возможно за счет регенерации теплоты удаляемого воздуха, использования в качестве вторичного источника теплоты наружного воздуха или его смеси с удаляемым воздухом в тепловом насосе в переходный и холодный период года (чиллер с функцией теплового

насоса, «водяная петля», системы VRV, комбинированные системы «фреон–вода»). Теплота конденсации хладоагента безвозвратно выбрасывается в атмосферу в сплит-системах, мультизональных системах типа VRV и чиллерах с воздушным охлаждением конденсатора. Ее можно использовать для подогрева воды на нужды горячего водоснабжения, а также для подогрева воды в воздухонагревателе второй ступени в теплый период года, выбирая чиллер соответствующего типа: с водяным охлаждением конденсатора или с воздушным охлаждением конденсатора и полной регенерацией теплоты конденсации (см. Главу 10). С энергоэкономичной точки зрения совместное использование теплоты и холода, вырабатываемое чиллером, повышает эффективность инженерных систем здания, уменьшает срок окупаемости капитальных вложений.

Из-за неравномерности потребления и поступления теплоты и холода необходимо автоматическое регулирование параметров микроклимата в помещении, снижение нагрузки на источники теплоты и холода. Соответственно, оборудование должно быть управляемым (см. Главу 11) и должно отключаться, если в его работе нет необходимости. Таким образом, цель автоматического регулирования или управления микроклиматом состоит в уменьшении потребления тепловой и электрической энергии.

Значительным резервом экономии электроэнергии при эксплуатации систем вентиляции и кондиционирования воздуха является регулирование расхода воздуха в центральных СКВ и расхода жидкости в системах тепло-холодоснабжения СКВ, в автономных кондиционерах — плавное изменение количества вырабатываемого холода, а для тепловых насосов — и количества вырабатываемой теплоты. Насосы, вентиляторы и компрессоры в зависимости от способа регулирования расхода перемещаемой жидкости могут быть стандартные со ступенчатым регулированием числа оборотов, с электронным управлением (встроенный частотный преобразователь) и энергосберегающие — на основе ЕСМ-технологии (см. Главу 11).

Благодаря микропроцессорам в системах кондиционирования воздуха открылись совершенно новые возможности энергосбережения за счет управления. Использование частотного преобразователя со встроенным автоматическим регулятором в замкнутом контуре управления или применение ЕСМ-технологии позволяет посредством изменения скорости вращения электродвигателя нагнетателей автоматически поддерживать заданную величину некоторых технологических параметров: в замкнутом циркуляционном контуре — перепад давления, расход и температура жидкости, в вентиляционной сети — перепад давления, температура и расход воздуха. При этом фактическое значение параметра измеряется с помощью соответствующего датчика, и после преобразования в стандартный электрический сигнал заводится в качестве обратной связи на элемент сравнения регулятора. При отклонении в ту или иную сторону фактической величины параметра от заданной появляется сигнал рассогласования, который обрабатывается автоматическим регулятором. Это приводит к уменьшению или увеличению скорости вращения электродвигателя, и, соответственно, к изменению физического параметра до достижения им заданного значения.

Для снижения мощности оборудования и сглаживания неравномерности нагрузки необходимо использовать аккумулирование теплоты и холода, особенно в тех случаях, когда используется двухставочный тариф. Пониженный тариф в ночные часы и использование аккумулирования холода позволяет снизить затраты электроэнергии на выработку искусственного холода.

Аккумулирование теплоты и холода

В процессе функционирования системы кондиционирования воздуха существует неравномерность потребления теплоты и холода, связанная с изменением параметров наружного климата, в частности теплопоступлений от солнечной радиации. Эта неравномерность носит не только сезонный, но и суточный характер. Может быть использовано сезонное аккумулирование, например, в теплое время года — теплоты солнечной радиации, в холодное время года — холода природного льда. Для этой цели используют подземные аккумуляторы, менее подверженные влиянию изменений наруж-

ного климата, но более трудоемкие и дорогие, чем надземные аккумуляторы. Теплоаккумулятор может быть конструктивным элементом наружного ограждения здания, использоваться для пассивного отопления за счет аккумулирования солнечной энергии и передачи ее в помещение. В условиях резко континентального климата для аккумулирования ночного холода и последующего предварительного охлаждения приточного воздуха могут быть использованы строительные конструкции здания, например массивные колонны в подвале.

Краткосрочное аккумулирование теплоты и холода используют для сглаживания суточной неравномерности солнечной радиации и других источников. Особенно актуально аккумулирование теплоты при использовании альтернативных источников энергии (вторичных энергетических ресурсов промышленного производства, солнечной радиации, теплоты грунта и т.д.), когда существует значительная неравномерность поступления теплоты от них, связанная с непостоянством технологии или природных явлений. Максимум теплопоступлений от такого источника не всегда совпадает с максимумом теплопотребления системами отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. На основе анализа функционирования источника и потребителя теплоты или холода делают вывод о необходимости применения аккумулятора теплоты или холода.

Основное назначение аккумулятора — сглаживание неравномерного режима поступления и потребления теплоты. В составе гидромодуля холодильной машины с поршневым компрессором (чиллера) используют аккумулятор для уменьшения числа включений и отключений компрессора, обеспечивающего поддержание температуры холодной воды на заданном уровне при изменении нагрузки по холоду в СКВ. При использовании других способов регулирования холодопроизводительности, например ступенчатого отключения или включения спиральных компрессоров в SPIN чиллерах, аккумуляторный бак исключили из состава гидромодуля чиллера с целью уменьшения габаритов и веса установки. Однако использование аккумулятора в схеме дает возможность не только сглаживать неравномерность, но и уменьшить расчетную потребность в холоде и применить меньший типоразмер холодильной машины, выбирая ее не по максимальной нагрузке, а по некоторому среднему значению (см. Главу 10). Целесообразно применение аккумулятора холода при ночном тарифе на электроэнергию, когда в ночные часы вырабатывается холод, а в дневное время наблюдается максимум потребности в нем.

По природе накопители теплоты можно разделить на два класса:

— химические, в которых используется энергия химических реакций;
— физические, принцип действия которых основан на явлении теплообмена или фазового перехода. При аккумулировании теплоты наибольшее распространение получили вторые.

Системы аккумулирования теплоты характеризуются:

— энергоемкостью;
— мощностью потоков подводимой и отводимой теплоты;
— продолжительностью цикла аккумулирования: краткосрочные — от 6–12 часов до 10 суток, долгосрочные — от 10 суток до нескольких месяцев;
— объемной плотностью энергии;
— диапазоном изменения температуры;
— коэффициентом теплопотерь;
— единовременными и эксплуатационными затратами.

Системы аккумулирования теплоты состоят из:

— теплоаккумулирующего материала (ТАМ);
— резервуара;
— тепловой изоляции.

Количество аккумулированной теплоты, кДж, определяют по формулам:

1. При отсутствии фазовых переходов:

$$Q_a = cm(t_2 - t_1), \tag{2.8}$$

где m — масса теплоаккумулирующего материала, кг;

c — теплоемкость теплоаккумулирующего материала, кДж/кг °С;

t_1, t_2 — температура материала после и до зарядки, °С.

2. При плавлении ТАМа:

$$Q_a = m\left[c_m(t_{пл} - t_1) + \Delta i_{пл} + c_ж(t_2 - t_{пл})\right], \tag{2.9}$$

где c_m, $c_ж$ — теплоемкость ТАМа в твердом и жидком состоянии, кДж/кг °С;

$t_{пл}$ — температура плавления материала, °С;

$\Delta i_{пл}$ — скрытая теплота плавления, кДж/кг.

Использование процессов фазового перехода и энергии связи атомов обеспечивает большие плотности энергии и позволяет уменьшить массу и объем аккумулятора. В реальном процессе количество аккумулированной теплоты ниже теоретического значения, что обусловлено потерями теплоты, выравниванием поля температур, потерями при зарядке и разрядке. Отношение реального и теоретического количества аккумулированной теплоты определяет эффективность теплового аккумулятора. Основой создания эффективных тепловых аккумуляторов является правильный выбор ТАМа с учетом его теплофизических характеристик. Сравнение массы и объема аккумулятора теплоты из различных материалов при аккумулировании 1 кДж теплоты и перепаде температур $\Delta t = 10°C$ представлено в таблице 2.1.

Таблица 2.1. Сравнение массы и объема аккумулятора из разных материалов

Вид теплоаккумулирующего материала	Масса, кг	Объем, м^3
Галька	113636	71,74
Вода	23866	23,9
Глауберова соль	3723	2,55
Парафин	4794	5,27

Наиболее часто используются водяные аккумуляторы. В настоящее время во многих странах проводятся работы по созданию тепловых аккумуляторов с большой поглощающей способностью, а следовательно, с малыми габаритными размерами.

Основные направления экономии энергии и топлива в системах обеспечения микроклимата зданий

Анализ основных факторов, определяющих потребление энергии системами отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, позволил наметить основные направления экономии энергии и топлива в системах обеспечения микроклимата зданий:

- теплотехническая оптимизация градостроительных, объемно-планировочных, конструктивных решений зданий;
- использование вторичных энергетических ресурсов, в частности утилизации и регенерации теплоты низкопотенциальных источников в теплообменниках и тепловых насосах;
- использование альтернативных источников энергии непосредственно в здании: солнца, ветра, грунтовых и поверхностных вод, земли и т.д.;
- использование природного потенциала теплоты и холода;
- совершенствование технического уровня систем обеспечения микроклимата помещений с целью повышения их энергетической эффективности. Применение рациональных схемных и принципиальных решений;

— использование энергосберегающего оборудования;
— повышение культуры строительства, монтажа, эксплуатации зданий, использования энергии (учет и контроль ее потребления);
— уменьшение затрат при транспортировании теплоты и холода;
— управление системой обеспечения микроклимата или автоматическое регулирование параметров воздуха в помещении;
— аккумулирование теплоты и холода.

Расчет эффективности энергосберегающих решений в СКВ

Основной вопрос, который становится все более актуальным и злободневным, заключается в том, какой ценой может быть создан и обеспечен требуемый микроклимат в помещениях здания. Возможны различные варианты технических решений системы обеспечения микроклимата в зависимости от назначения здания, уровня требований к микроклимату помещений, финансовых возможностей заказчика, климатических характеристик района строительства. Главный принцип, которым следует руководствоваться при выборе технического решения в процессе проектирования систем вентиляции (СВ) и кондиционирования воздуха (СКВ) — достижение желаемой цели в экономически целесообразных пределах. Отсюда необходимость сравнения вариантов и технико-экономического обоснования принятого технического решения.

В существующей практике проектирования и строительства при выборе варианта технического решения системы кондиционирования воздуха преобладающую роль играют капитальные затраты. На стадии проектирования они определяются стоимостью применяемого оборудования, стоимостью строительной площади, занимаемой оборудованием, а также стоимостью монтажных и пусконаладочных работ. Такая часть эксплуатационных затрат, как амортизационные отчисления, стоимость расходных материалов, затраты на техническое обслуживание и ремонт определяется обычно как процент от стоимости оборудования. Эксплуатационные затраты, основной статьей которых является стоимость потребляемой теплоты, холода, воды и электроэнергии, часто не принимают во внимание, хотя они становятся существенным бременем для собственника или арендатора, эксплуатирующего здание, а также для государства. Реализация технических энергосберегающих мероприятий требует дополнительных капитальных затрат, особенно если это связано с применением энергосберегающего оборудования, более дорогого по сравнению с традиционным. Устройство систем использования вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) и возобновляемых источников энергии (ВИЭ) также требует дополнительных капитальных и эксплуатационных затрат. В нормативной литературе указано, что целесообразность использования ВЭР и ВИЭ для отопления, вентиляции или кондиционирования воздуха, выбор схем утилизации теплоты (холода), теплоутилизационного оборудования и теплонасосных установок должны быть обоснованы технико-экономическим расчетом с учетом неравномерности поступления ВЭР и теплопотребления в системах. При равной экономичности проектных решений (в пределах ±5% по основным показателям) следует принимать решение, обеспечивающее большую экономию топлива.

Расчет показателей эффективности проводят для сравнения различных вариантов энергосберегающих мероприятий и выбора наиболее эффективного варианта решений.

При расчете энергетической эффективности энергосберегающих решений в СКВ может быть использовано два подхода:

1. Рассмотрение энергетической эффективности энергосберегающих мероприятий в общей задаче выбора решения при многовариантном проектировании СКВ, одним из вариантов будет базовый, где не используются энергосберегающие решения.
2. Определение экономической эффективности отдельных энергосберегающих мероприятий.

Первый подход позволяет учесть влияние практически всех факторов на энергосбережение системами СКВ и является более трудоемким. Особую ответственность и важность приобретает выбор критерия для сравнения и оценки варианта технического решения, который и должен быть приближен к оптимальному значению. Могут определяться, например, абсолютные значения качественных показателей эффективности, которые сравнивают с нормируемыми значениями. В настоящее время существуют нормируемые показатели расхода теплоты на отопление здания, а для зданий с системами кондиционирования воздуха из-за большого многообразия особенностей технологии аналогичные показатели разработать сложно и они отсутствуют. Сравнивают обычно абсолютные показатели по нескольким вариантам с базовым или между собой, выбирая вариант с оптимальным значением показателя, путем направленного перебора. Методология такого подхода разработана Рымкевичем А. А. [50] на основе термодинамической модели СКВ, выражающей математическую зависимость затрат теплоты, холода, воды и расхода воздуха (кортеж технологических показателей за годовой цикл эксплуатации) от исходных данных: заданных параметров внутреннего воздуха, характеристик наружного климата, величины и характера тепловых и влажностных нагрузок, минимально необходимого расхода наружного воздуха, технических характеристик и ограничений отдельных подсистем и системы в целом. Однако у Рымкевича А. А. выбор оптимального варианта осуществляется только путем сопоставления конкурирующих вариантов по кортежу технологических параметров без учета капитальных затрат. Критерием оценки и сравнения вариантов при многовариантном проектировании должен быть стоимостный показатель, учитывающий капитальные и эксплуатационные затраты. Методика технико-экономической оценки систем кондиционирования воздуха с использованием стоимостного показателя детально описана Пекером Я. Д. и Мардером Е. Я. [43] , отдельные ее положения остаются актуальными и в настоящее время, за исключением выбранного критерия.

В данной методике в качестве критерия использованы приведенные затраты, общепризнанный технико-экономический критерий оценки в условиях социалистической экономики:

$$П = Э + E_н \cdot K, \qquad (2.10)$$

где K — капитальные затраты, руб.;

$Э$ — эксплуатационные затраты, руб.;

$E_н$ — нормативный коэффициент эффективности, равный обратной величине нормативного срока окупаемости дополнительных инвестиций $Т_н$ = 7–8 лет (численное его значение 0,12–0,14).

В плановой социалистической экономике отсутствовали такие понятия, как рыночная цена, инфляция, прибыль, процент, цена капитала и др., цены были постоянными и расчеты бездисконтными, нормативный коэффициент $E_н$ десятилетиями оставался постоянной величиной, поэтому в приведенных затратах стоимость затрат не изменялась во времени, а была постоянной величиной. Минимальное значение приведенных затрат свидетельствовало о наилучшей экономической характеристике варианта из числа сравниваемых. Иногда сравнение вариантов проводили по недисконтированному сроку окупаемости капитальных вложений.

В условиях рыночной экономики происходит изменение стоимости денежных потоков во времени, как расходных, так и доходных. Одним из важнейших факторов, оказывающих влияние на финансовые показатели инвестиционных проектов, является инфляция.

Рассмотрим классический пример. Предприятие хочет инвестировать в производство $1000. Для этого возможно получение кредита в банке под 10% годовых. Таким образом, за год необходимо будет вернуть $1100. Предусмотренный уровень инфляции составляет 5% в год. Для того чтобы через год не быть в проигрыше, предприятие должно получить доход не менее *$1100 · (1 + 0,05) = $1155.*

В настоящее время все денежные затраты и поступления, входящие в стоимостные показатели эффективности, зависят от времени и подлежат дисконтированию. В качестве критерия оценки эф-

фективности используют чистый совокупный дисконтированный доход — Net Present Value *(NPV)*, определяющийся по формуле:

$$NPV = \sum_{t=0}^{T} \frac{(Д_t - З_t)}{(1+E)^t}, \qquad (2.11)$$

где $Д_t$ — стоимость реализованной продукции или другие доходы за год t (включая ликвидационное сальдо);

E — норма дисконтирования;

$З_t$ — годовые затраты за год t: $З_t = К_t + Э_t$;

$К_t$ — капитальные затраты в году t, включая затраты на амортизацию;

$Э_t$ — эксплуатационные затраты в году t (без затрат на амортизацию).

Второй подход позволяет рассматривать отдельно взятые энергосберегающие мероприятия, например использование ВЭР и ВИЭ. Так как выбор вариантов осуществляется путем сопоставления, то важны не абсолютные значения качественных показателей эффективности, а их разности. Это позволяет без существенной погрешности сравнивать только изменяемые части затрат. Данный подход позволяет использовать единый стоимостный показатель эффективности на основе результатов сравнения качественных показателей эффективности по нескольким вариантам.

В условиях экономической самостоятельности предприятия основным критерием оценки экономической эффективности энергосберегающих мероприятий является прибыль, которая остается в распоряжении предприятия. Для сравнения текущих экономических показателей деятельности предприятия до и после реализации мероприятий по энергосбережению можно выделить из общей величины прибыли, остающейся в распоряжении предприятия, ту ее часть, изменение которой непосредственно связано с внедрением энергосберегающих мероприятий:

$$\Delta П_t = П_t - П_{ot}, \qquad (2.12)$$

где $П_t$, $П_{ot}$ — показатели прибыли предприятия в текущем t году соответственно с реализацией и без реализации энергосберегающих мероприятий.

В общем случае увеличение прибыли, остающейся в распоряжении предприятия, в текущем году t за счет реализации энергосберегающих мероприятий, определяют по формуле:

$$\Delta П_t = Ц_t^{т} \cdot \Delta B_t + Ц_t^{тэ} \cdot \Delta Q_t + Ц_t^{э} \cdot \Delta W_t + \Delta П_t^{охр} - Э_t - К_t + \Delta l_t + D_t, \qquad (2.13)$$

где $Ц_t^{т}$ — цена топлива (условного топлива) в соответствии с действующими тарифами в году t, руб./м^3;

ΔB_t — уменьшение поставок топлива (условного топлива) на предприятие в году t в результате реализации мероприятий по энергосбережению, м^3;

$Ц_t^{тэ}$ — тариф на приобретаемую тепловую энергию в году t, руб./кВт·ч;

ΔQ_t — снижение потребляемой со стороны тепловой энергии в году t в результате реализации мероприятий по энергосбережению, кВт·ч;

$Ц_t^{э}$ — тариф на электроэнергию, получаемую от энергосистемы в году t, руб./кВт·ч;

ΔW_t — снижение потребляемой со стороны электрической энергии в году t в результате реализации мероприятий по энергосбережению, кВт·ч;

$\Delta П_t^{охр}$ — уменьшение платежей предприятия за загрязнение окружающей среды в году t, связанное с реализацией мероприятий по энергосбережению, руб; показатель уменьшения платежей предприятия за загрязнение окружающей среды $\Delta П_t^{охр}$ вычисляется как сумма уменьшения выплат предприятия за выбросы вредных веществ в атмосферу, выбросы в гидросферу и размещение твердых отходов с учетов установленных для предприятий в году t лимитов

на выбросы, стоки и размещение отходов;

K_t — капитальные затраты в году t, включая амортизационные отчисления, руб.;

$Э_t$ — эксплуатационные затраты в году t (без амортизационных отчислений на реновацию), руб.;

Δl_t — уменьшение эксплуатационных затрат на предприятии в году t, связанных с реализацией мероприятий по энергосбережению, кроме затрат на обслуживание энергосберегающего оборудования;

D_t — годовая экономия за счет государственных льгот и дотаций, стимулирующих энергосберегающие решения.

Оценка энергетической эффективности мероприятий по энергосбережению предусматривает вычисление следующих экономических показателей:

— экономический эффект (чистая совокупная дисконтированная прибыль, или *NPV);*

— внутренняя норма рентабельности (Internal Rate of Return — *IRR);*

— период окупаемости капитальных затрат (Discountable Payback Period — *DPP*).

При расчете экономической эффективности необходимо обязательно привести разновременные затраты и результаты к единому для всех вариантов моменту времени — расчетному году t_p. За начальный год расчетного периода $t_н$ принимают год начала финансирования работ по реализации энергосберегающего решения; как правило, принимают календарный год наиболее ранний для всех рассматриваемых вариантов, отвечающий году начала финансирования энергосберегающего мероприятия, то есть наиболее ранний для всех вариантов начальный год t. Конечный год расчетного периода определяется моментом завершения энергосберегающих мероприятий или сроком службы оборудования.

Приведение разновременных затрат и результатов всех годов периода реализации энергосберегающего мероприятия к расчетному году осуществляется умножением соответствующей величины за каждый год на коэффициент дисконтирования α_t:

$$\alpha_t = (1+E)^{t_p-t}, \qquad (2.14)$$

где E — норма дисконтирования, принимающаяся в зависимости от конкретных условий осуществления энергосберегающих мероприятий (стоимость и условия получения кредита, норма прибыли на акции, структура капитала и т.д.); при выборе необходимо выполнение условия $E>E_н$, где $E_н$ — нормативный коэффициент эффективности капиталовложений;

t_p — расчетный год (начальный);

t — текущий год, затраты и результаты за который приводятся к расчетному году.

NPV — чистый совокупный дисконтированный доход, представляет превышение дисконтированной стоимости денежных поступлений, связанных с реализацией энергосберегающих мероприятий, над дисконтированной суммой затрат на реализацию этих мероприятий. *NPV*, полученный при внедрении энергосберегающих мероприятий, определяют по формуле:

$$NPV = \sum_{t=0}^{T} \frac{\Delta П_t}{(1+E)^t}, \qquad (2.15)$$

где $\Delta П_t$ — увеличение прибыли, связанное с реализацией энергосберегающего мероприятия за год t (включая ликвидационное сальдо);

E — норма дисконтирования.

NPV используют как критерий эффективности при оценке больших инвестиционных проектов (техничное перевооружение и реконструкция), требующих значительных финансовых ресурсов и времени. Проект может быть принят к финансированию, если $NPV > 0$, или если из альтернативных проектов выбирают проект, имеющий наибольшее значение показателя *NPV.* Преимуществами

способа оценки с использованием показателя NPV является возможность учета изменения стоимости денежных средств во времени, распределения денежных средств во времени, изменения стоимости тепловой, электрической энергии и топлива, а также простота определения самого показателя.

Формула 2.15 является основой для определения так называемого «движения денежных средств» (*Cash Flow*), когда каждое слагаемое этой формулы для соответствующего года записывают отдельной строчкой в соответствующей таблице. *Cash Flow* определяют для долгосрочных инвестиционных проектов по годам расчетного периода, а первый год расписывают по месяцам поступлений и затрат.

Индекс рентабельности (*PI*) представляет собой отношение величины всех будущих дисконтированных денежных средств (увеличения прибыли) *NPV* к дисконтированной величине затрат на реализацию проекта. Этот показатель служит способом размещения проектов по рейтингу привлекательности в порядке его снижения. Иногда его называют коэффициентом «прибыль-затраты» (*"Benefit-Cost Ratio"*).

Если *PI* больше единицы, то проект следует принять. При ограниченных финансовых возможностях выбор из числа принятых проектов осуществляется по величине рейтинга, определяемого *PI*. Преимущество оценки с помощью индекса рентабельности состоит в том, что все варианты проектов с энергосберегающими мероприятиями приводятся к общей основе с помощью безразмерного показателя независимо от размера капиталовложений.

При оценке эффективности инвестиционных проектов часто используют показатель *IRR*, который определяют как процентную ставку, при которой чистый совокупный дисконтированный доход NPV равен нулю, то есть NPV = 0.

Численное значение IRR отвечает предельному значению нормы дисконтирования, начиная с которого проект или мероприятие становится выгодным. IRR характеризует уровень рентабельности инвестиций: проект считается эффективным, если IRR превышает минимальную (фактическую или ожидаемую) процентную ставку на рынке капитала.

IRR определяют из уравнения (формула 2.16) методом итераций:

$$NPV = \sum_{t=0}^{T} \frac{\Delta\Pi_t}{(1+IRR)^t} = 0. \qquad (2.16)$$

Показатель *IRR* целесообразно использовать в случаях, когда норму дисконтирования *E* сложно определить однозначно (например, в расчете на долгую перспективу или в условиях резкой нестабильности экономики). Значение *IRR* показывает верхнюю границу допустимого уровня средневзвешенной стоимости задействованных для реализации мероприятий средств (*Cost of Capital — CC)*, например стоимости кредитных ресурсов, превышение которого делает проект убыточным. В случае, когда:

— *IRR* > *CC*, проект или мероприятие может быть принято к реализации, поскольку он прибыльный;
— *IRR* < *CC*, от реализации проекта следует отказаться, так как он будет убыточным.

При сравнении двух вариантов преимущество имеет вариант с наибольшим значением *IRR*. В США традиционно проекты оценивают первоначально по *IRR* и только потом по *NPV*. В некоторых случаях результаты оценки перспективности реализации проектов согласно этим способам могут привести к прямо противоположным результатам: при определенных значениях ставки дисконтирования показатель $IRR_2 > IRR_1$, а $NPV_2 < NPV_1$. Практика инвестирования показывает, что более достоверные результаты могут быть получены при оценке с использованием показателя *NPV*.

Преимущество способа оценки с использованием показателя *IRR* состоит в том, что при его использовании учитывают изменение стоимости денежных средств во времени, потому он более точный, чем способ с использованием в качестве показателя периода окупаемости капитальных за-

трат. К недостаткам следует отнести большую трудоемкость способа и большее время для расчетов, особенно когда денежные средства поступают неравномерно, а также невозможность, как при использовании способа с периодом окупаемости, расчета поступления средств после окупаемости проекта.

Чаще всего "здоровый скептицизм" инвестора основывается на показателе окупаемости проекта, показывающего, насколько быстро инвестированные средства будут возвращены инвестору для дальнейшего использования. Период окупаемости представляет отрезок времени, необходимый для полного возврата инвестиций. Недисконтированный период окупаемости определяется величиной, полученной от деления капитальных затрат на реализацию проекта на прибыль, полученную в результате увеличения доходов или снижения затрат.

Дисконтированный срок окупаемости проекта T_n — период, за который отдача капитала (сумма чистой прибыли и амортизационных отчислений) достигнет значения дисконтированных начальных вложений.

Период окупаемости определяют из уравнения:

$$\sum_{t=0}^{T} \frac{\Delta \Pi_t}{(1+E)^t} = 0 . \qquad (2.17)$$

Проект считается эффективным, если T_n меньше срока службы объекта (срока возвращения дисконтированной суммы кредитных средств, затраченных для реализации проекта). Следует выбирать вариант с меньшим значением периода окупаемости. Чем меньше период окупаемости, тем меньше риск и выше ликвидность.

Преимущества способа с периодом окупаемости:
— простой для понимания;
— просто характеризует риск инвестирования.

Однако этот метод не учитывает:
— изменение стоимости денежных средств во времени;
— влияние денежных средств, поступающих после срока окупаемости, так как именно величина средств, получаемых после срока окупаемости, и определяет прибыльность инвестирования.

При сопоставлении альтернативных вариантов по периоду окупаемости может возникнуть аналогичная ситуация, как и в случае использования в качестве показателя внутренней нормы рентабельности, а именно: $DPP_2 > DPP_1$, а $NPV_2 < NPV_1$.

Популярность использования в качестве критерия DPP объясняется следующими обстоятельствами:

1. Кредитные учреждения часто выдают премию по быстро окупающимся проектам. Главные клиринговые банки предоставляют в основном средне- и краткосрочные кредиты. По этой же причине любые фирмы, инвестирующие проекты и желающие получить средства в учреждениях, подобных банкам, должны знать период окупаемости этих проектов.
2. Из-за недостатка инвестиционных средств и высокого уровня неопределенности будущих результатов рационально инвестировать проекты, которые обещают быструю окупаемость.
3. Многие руководители опасаются, что не увидят в полной мере результатов долгосрочных инвестиций своей компании. Это приводит к смещению выбора руководителей в сторону проектов с быстрой окупаемостью.

Объективность результатов оценки эффективности инвестиций во многом зависит от корректного задания расчетного значения величины нормы дисконтирования в соответствии с тенденцией ее изменения в течение периода срока службы.

Общая формула, связывающая норму дисконтирования в условиях инфляции E, средневзвешенную стоимость капитала (номинальный норматив дисконтирования) w и индекс инфляции (инфляционная премия, уровень инфляции) i имеет вид:

$$1 + w = (1 + E) \cdot (1 + i). \tag{2.18}$$

После преобразования и исключения малой величины $i \times E$ формулу для приблизительной оценки нормы дисконтирования E в условиях не очень высокого уровня инфляции можно представить так:

$$E = w - i. \tag{2.19}$$

Средневзвешенная стоимость капитала w представляет собой минимальную норму прибыли, ожидаемую акционерами и кредиторами от своих вложений. Определяют средневзвешенную стоимость капитала (себестоимость капитала, среднюю цену капитала) на основе индивидуальных стоимостей (цен), в которые обходятся предприятию использование средств из разных источников. Для внутренних и внешних источников:

$$w = r_S \cdot \frac{S}{D+S} + r_D \cdot \frac{D}{D+S}, \tag{2.20}$$

где S и D — собственный и заемный капитал;

r_S — стоимость собственного капитала (необходимая отдача акций);

r_D — стоимость заемного капитала (процентная ставка по кредиту).

Более точно норму дисконтирования определяют по формуле:

$$E = \frac{w+1}{i+1} - 1. \tag{2.21}$$

Например, при $w_{\%} = 12\%$ и $i_{\%} = 5\%$ по приближенной формуле 2.19 норма дисконтирования составит $E_{\%} = w_{\%} - i_{\%} = 12 - 5 = 7\%$, а по более точной формуле 2.21:

$$E\% = \left(\frac{w_{\%} + 100}{i_{\%} + 100} - 1\right) \cdot 100 = \left(\frac{12+100}{5+100} - 1\right) \cdot 100 = 6,7\% \approx 7\%.$$

Бюджетная норма дисконтирования отражает альтернативную стоимость бюджетных средств, устанавливается федеральными или региональными органами, по заданию которых оценивается бюджетная эффективность инвестиционного проекта. Коммерческая норма дисконтирования определяется с учетом альтернативной (т. е. связанной с другими проектами) эффективности использования капитала. Социальная (общественная) норма дисконтирования характеризует минимальные требования общества к общественной эффективности проекта. Она считается национальным параметром и должна устанавливаться централизованно органами управления народным хозяйством России в увязке с прогнозами экономического и социального развития страны.

Оценка экономической эффективности регенерации теплоты удаляемого воздуха

В качестве примера оценки экономической эффективности энергосберегающего решения рассмотрим расчет экономической эффективности регенерации теплоты удаляемого воздуха. Результатами технико-экономических расчетов должны быть:

— *оценка энергетического эффекта использования ВЭР и ВИЭ* с определением затрат первичной энергии в сравниваемых вариантах. Энергетический эффект применения оборудования для использования ВЭР и ВИЭ считается достигнутым, если количество энергии за год, потребляемой системами отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха с этим оборудованием, не превышает затрат первичной энергии или сжигаемого топлива за тот же период в базовом варианте.

— *оценка одноразовых инвестиций (капитальных затрат) и эксплуатационных затрат, связанных с использованием ВЭР и ВИЭ*;

— *оценка ежегодной экономии затрат на приобретение топлива (тепловой энергии) и экономического эффекта использования ВЭР и ВИЭ.*

Оценка энергетического эффекта использования ВЭР и ВИЭ

Для оценки энергетического эффекта использования ВЭР и ВИЭ необходимо определить экономию первичной теплоты или топлива. При тепловом направлении использования ВЭР и ВИЭ экономия топлива определяется уменьшением его расхода в энергетическом оборудовании (котлах) в результате уменьшения выработки теплоты на величину ВИЭ или на величину теплоты регенерации или утилизации.

Результатом анализа режима функционирования системы утилизации или регенерации теплоты за год является график зависимости потребления выработанной теплоты за счет ВЭР $q_т$ от температуры наружного воздуха $t_н$. К потребителям тепловых ВЭР относятся системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. На основе этого графика строится интегральный график с использованием данных продолжительности стояния температуры наружного воздуха для географического пункта, где размещено здание. Площадь под интегральным графиком — снижение потребления тепловой энергии за счет использования ВЭР $\Delta Q_т$, Дж (кВт · час), за год (рисунок 2.1).

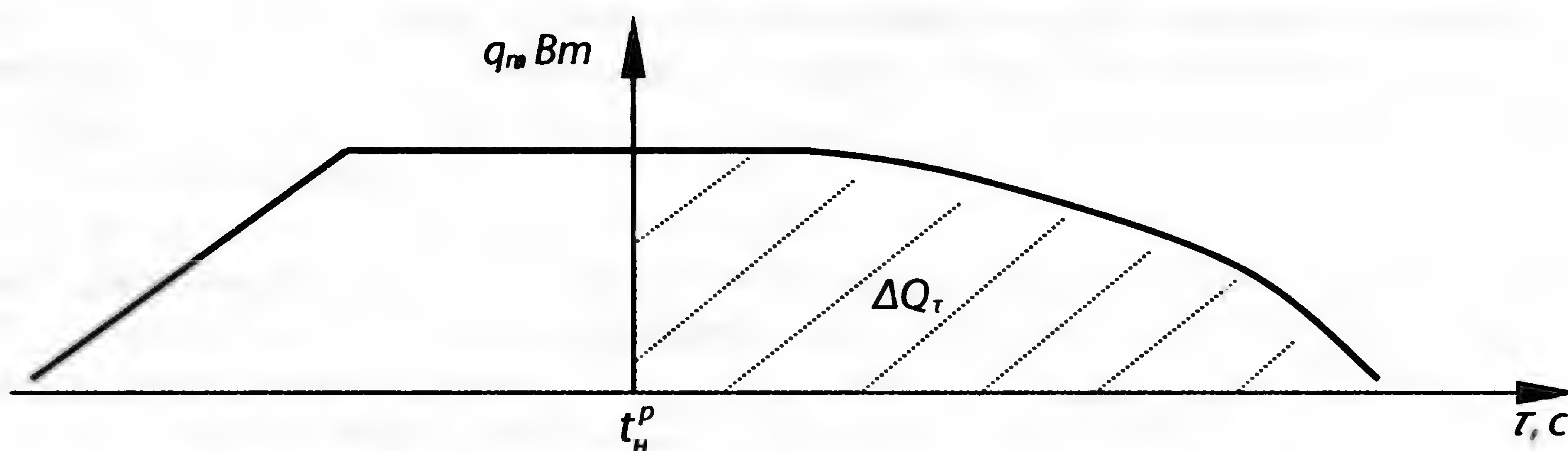


Рисунок 2.1. Интегральный график потребления теплоты за счет ТВЭР

Если потребление вырабатываемой тепловой энергии за счет ВЭР не зависит от температуры наружного воздуха (система горячего водоснабжения), то снижение потребления теплоты определяют по формуле:

$$\Delta Q_t = q_m \cdot \tau \cdot 3600 \text{ Дж}, \qquad (2.22)$$

где q_m — потребление вырабатываемой теплоты за счет ВЭР, Вт;

τ — время работы системы утилизации теплоты за год, с (час).

Снижение потребляемой тепловой энергии за счет регенерации теплоты удаляемого воздуха может быть ориентировочно оценено с помощью формулы:

$$\Delta Q_t = \left(t_y - t_{ср.оп.}\right) \cdot n_{раб} \cdot \overline{q} \cdot \theta_{t1} \cdot 10^{-6} \cdot G_1, \qquad (2.23)$$

где θ_{t1} — температурный коэффициент эффективности теплообменника, определяемый в зависимости от типа теплообменника, а также схемы движения теплообменивающихся сред для расчетных условий (см. Главы 8, 9);

$\overline{q}$ — коэффициент снижения расчетного значения коэффициента эффективности при средней температуре наружного воздуха за отопительный период, определяется по таблице 2.2 [71];

t_y — температура удаляемого воздуха, °С;

$t_{ср.оп.}$ — средняя температура наружного воздуха на протяжении отопительного периода

для данного района строительства, °С;

G_1 — расход удаляемого воздуха, м³/час.

Таблица 2.2. Коэффициент снижения расчетного значения коэффициента эффективности при средней температуре наружного воздуха

Температура воздуха, °С		Коэффициент снижения расчетного значения коэффициента эффективности (0,4; 0,6; 0,8) при средней температуре наружного воздуха за отопительный периода, °С											
приточного	удаляемого	0			–5			–10			–15		
		0,4	0,6	0,8	0,4	0,6	0,8	0,4	0,6	0,8	0,4	0,6	0,8
10	20	1	0,88	0,67	0,97	0,9	0,76	1	0,93	0,83	1	0,96	0,9
	30	0,88	0,58	0,54	0,9	0,7	0,55	0,95	0,8	0,63	0,96	0,83	0,71
	40	0,67	0,5	0,4	0,64	0,55	0,45	0,88	0,7	0,55	0,92	0,75	0,58
20	20	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	30	1	1	0,9	1	1	0,91	1	1	0,93	1	1	0,95
	40	1	0,8	0,63	1	0,9	0,7	1	0,93	0,75	1	0,95	0,8
30	20	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	30	1	1	0,95	1	1	0,96	1	1	0,98	1	1	1
	40	1	0,9	0,8	1	0,95	0,81	1	0,97	0,87	1	1	0,9

Годовую экономию топлива определяют по формуле:

$$\Delta B_{\tau} = \frac{\Delta Q_t}{Q_н^р \cdot \eta}, \text{ м}^3/год, \qquad (2.24)$$

где $Q_н^р$— низшая теплота сгорания топлива, Дж/м³;

η — коэффициент полезного действия топливосжигающего агрегата.

Годовая экономия условного топлива составит:

$$\Delta B_{\tau} = \frac{0.0342 \cdot \Delta Q_t}{\eta}, т/год. \qquad (2.25)$$

Капитальные и эксплуатационные затраты, связанные с использованием ВЭР и ВИЭ

Общие капитальные вложения в систему утилизации или регенерации теплоты K, руб, определяют по формуле:

$$K = K_т + K_д + K_в + K_с + K_а, \qquad (2.26)$$

где $K_т$, $K_д$, $K_в$, $K_с$, $K_а$ — капитальные вложения соответственно:

— в теплообменник;

— в дополнительное оборудование (вентилятор, насосы);

— в воздуховоды;

— в строительную площадь;

— в систему автоматического регулирования.

Капитальные затраты на строительную площадь, которую занимает оборудование (теплообменники, насосы, вентиляторы и т.д.), определяют по формуле:

$$K_s = 0{,}7 \cdot S \cdot Ц_s \cdot K_s, \qquad (2.27)$$

где $Ц_s$ — цена единицы производственной площади, руб/м^2;

K_s — коэффициент, учитывающий снижение стоимости дополнительных площадей по сравнению с производственной, принимается при размещении на основных производственных площадях равным 1, в помещениях технических этажей, вентиляционных камер, тепловых пунктах, складах, подвалах — 0,7, в межферменном пространстве на кронштейнах или подвесках без специальных площадок для обслуживания, снаружи здания или на покрытиях зданий без утепленных укрытий — 0,3. Остальные составляющие капитальных затрат определяются на основе смет. В общем случае реализации энергосберегающих мероприятий капитальные затраты могут быть разбиты по годам. Особенностью системы утилизации и регенерации теплоты является то, что они требуют единовременных вложений в первый год.

Эксплуатационные затраты складываются из затрат электроэнергии и дополнительных затрат на реновацию, текущий, капитальный ремонты и техническое обслуживание, руб./год:

$$Э_t = Э_э + Э_p. \tag{2.28}$$

Затраты электроэнергии обусловлены дополнительными потерями давления в вентиляционной сети, а в системе с промежуточным теплоносителем — и в гидравлической сети:

$$Э_э = \left(\frac{L_1 \cdot \Delta p_1 + L_2 \cdot \Delta p_2}{\eta_в} + \frac{L_m \cdot \Delta p_m}{\eta_н} \right) \cdot n_{раб} \cdot Ц^Э, \tag{2.29}$$

где L_1, L_2, L_m — расход удаляемого, приточного воздуха, жидкости в системе с промежуточным теплоносителем, м^3/час;

Δp_1, Δp_2 — аэродинамическое сопротивление вытяжных и приточных каналов теплоутилизатора и дополнительных воздуховодов;

Δp_m — гидравлическое сопротивление контура циркуляции промежуточного теплоносителя, кПа;

$\eta_в$, $\eta_н$ — коэффициенты полезного действия вентиляторов и насосов;

$n_{раб}$ — суммарная продолжительность работы оборудования с учетом продолжительности периода со среднесуточной температурой $n_{tn} \le 0°C$), час/год:

$$n = \frac{365 - 104}{365} \cdot n_{tn \le 0^\circ C} \cdot m, \tag{2.30}$$

где m — количество часов работы в сутки, час.

Затраты на реновацию, текущий, капитальный ремонты и техническое обслуживание:

$$Э_p = a_1 \cdot K + a_2 \cdot K_S, \tag{2.31}$$

где a_1 — суммарная доля отчислений и затрат на ремонт и межремонтное обслуживание системы утилизации или регенерации теплоты, составляет:

$a_1 = 0{,}12$ при односменной работе;

$a_1 = 0{,}15$ при двухсменной работе;

$a_1 = 0{,}2$ при трехсменной работе;

a_2 — доля затрат на ремонт площади, на которой размещено оборудование ($a_2 = 0{,}05$).

Оценка ежегодной экономии затрат на приобретение топлива (тепловой энергии) и экономического эффекта использования ВЭР и ВИЭ

Ежегодную экономию затрат на приобретение тепловой энергии, например при централизованном теплоснабжении, определяют на основе формулы 2.13:

$$\Delta П_t = Ц_t^{тэ} \cdot \Delta Q_t - Э_t - K_t \tag{2.32}$$

Ежегодную экономию затрат на приобретение топлива, например при автономном теплогенераторе, определяют на основе формулы 2.13:

$$\Delta П_t = Ц_t^{т} \cdot \Delta B_t + \Delta П_t^{охр} - Э_t - K_t . \tag{2.33}$$

Экономический эффект от использования ВЭР и ВИЭ может быть оценен с помощью одного из показателей: *NPV, IRR* или *DPP*, с использованием общей формулы:

$$NPV = \sum_{t=0}^{T} \frac{(Ц_t^{тэ} \cdot \Delta Q_t - Э_t - K_t)}{(1+E)^t} . \tag{2.34}$$

ГЛАВА 3



Исходные данные для проектирования системы кондиционирования воздуха

Расчетные параметры микроклимата помещения 87
Расчетные параметры наружного воздуха 105
Расчет поступлений теплоты и влаги в помещение 107
Определение расхода приточного воздуха и минимально необходимого расхода наружного воздуха 109

Расчетные параметры микроклимата помещения

Микроклимат помещения — состояние внутренней среды помещения, оказывающее воздействие на человека и определяющее тепловой комфорт. Микроклимат помещения определяется совокупностью значений определенных параметров воздуха, называемых параметрами микроклимата помещения. К ним относятся: температура воздуха, скорость движения воздуха, относительная влажность воздуха, результирующая температура помещения, локальная асимметрия результирующей температуры.

Скорость движения воздуха — осредненная по объему обслуживаемой зоны скорость движения воздуха.

Результирующая температура помещения t_{su} — комплексный показатель оценки теплового комфорта, определяемый при скорости движения воздуха до 0,2 м/с по формуле:

$$t_{su} = \frac{t_в + t_p}{2}, \qquad (3.1)$$

а при скорости движения воздуха от 0,2 до 0,6 м/с — по формуле:

$$t_{su} = 0{,}6t_в + 0{,}4t_p, \qquad (3.2)$$

где $t_в$ — температура воздуха в помещении, °С;

t_p — радиационная температура помещения, °С.

Радиационная температура помещения — осредненная по площади температура внутренних поверхностей ограждений помещения и отопительных приборов. При скорости движения воздуха до 0,2 м/с результирующая температура помещения принимается равной температуре шарового термометра при диаметре сферы 150 мм, под которой подразумевается температура в центре тонкостенной полой сферы, характеризующая совместное влияние температуры воздуха, радиационной температуры и скорости движения воздуха.

Радиационную температуру t_p вычисляют по измеренной температуре шарового термометра с использованием формулы:

$$t_p = t_b + m\sqrt{V(t_d - t_в)}, \qquad (3.3)$$

где t_b — температура по шаровому термометру, °С;

m — константа, равная 2,2 при диаметре сферы до 150 мм либо определяемая по приложению Б [16];

V — скорость движения воздуха, м/с;

или по температурам внутренних поверхностей ограждений и отопительных приборов:

$$t_p = \Sigma\,(A_i t_i)\,/\,\Sigma\,A_i, \qquad (3.4)$$

где A_i — площадь внутренней поверхности ограждений и отопительных приборов, м^2;

t_i — температура внутренней поверхности ограждений и отопительных приборов, °С.

Локальная асимметрия результирующей температуры — разность результирующих температур в точке помещения, определенных шаровым термометром для двух противоположных направлений.

В практике проектирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха различают допустимые и оптимальные параметры микроклимата. Под допустимыми параметрами микроклимата понимают сочетания значений показателей микроклимата, которые при длительном и систематическом воздействии на человека могут вызвать общее и локальное ощущение дискомфор-

та, ухудшение самочувствия и понижение работоспособности, но при усиленном напряжении механизмов терморегуляции не вызывают повреждений или ухудшения состояния здоровья.

Под оптимальными параметрами микроклимата понимают сочетание значений показателей микроклимата, которые при длительном и систематическом воздействии на человека обеспечивают нормальное тепловое состояние организма при минимальном напряжении механизмов терморегуляции и ощущение комфорта не менее чем у 80% людей, находящихся в помещении, и создают предпосылки для высокого уровня работоспособности.

Расчетные параметры микроклимата помещения принимают исходя из санитарно-гигиенических и технологических требований в зависимости от назначения помещения и уровня требований к метеорологической обстановке в нем.

Уровень требований к метеорологической обстановке помещения определяет класс системы кондиционирования воздуха (СКВ). Различают следующие классы системы кондиционирования воздуха:

— первого класса — для обеспечения параметров микроклимата и чистоты воздуха, требуемых для технологического процесса по заданию на проектирование, при экономическом обосновании или в соответствии с требованиями специальных нормативных документов; для обеспечения параметров микроклимата в узкой части оптимальных норм в сочетании с обеспечением других показателей качества воздуха (например, ионизация воздуха, дезодорация). В производственных помещениях с технологическими СКВ первого класса поддержание заданных параметров микроклимата должно приносить экономический эффект за счет повышения качества продукции, производительности труда, сокращения естественной убыли при хранении продукции и т. д.;
— второго класса — для обеспечения требуемых для технологического процесса или, при комфортном кондиционировании воздуха, оптимальных параметров микроклимата; скорость движения воздуха допускается принимать в обслуживаемой или рабочей зоне помещений на постоянных и непостоянных рабочих местах в пределах допустимых норм. Ко второму классу относятся все комфортные СКВ и технологические СКВ со слабо выраженным экономическим эффектом от увеличения выработки продукции, повышения ее качества, сокращения брака за счет поддержания заданных параметров;
— третьего класса — для обеспечения необходимых параметров микроклимата в пределах допустимых норм периодически, когда они не могут быть обеспечены вентиляцией в теплый период года без применения искусственного охлаждения, или промежуточных значений между оптимальными и допустимыми параметрами при экономическом обосновании.

В большинстве помещений жилых и гражданских зданий устраивают системы кондиционирования воздуха второго класса. С учетом пожеланий заказчика уровень требований к поддержанию внутренних параметров в помещениях, а следовательно, и класс СКВ могут быть повышены, но при этом затраты холода, электроэнергии, стоимость оборудования возрастут, поэтому следует оценить экономическую целесообразность этого решения.

Допустимые или оптимальные параметры микроклимата устанавливаются нормами проектирования для жилых, гражданских и производственных зданий и технологическими нормами для соответствующих производственных помещений. В качестве расчетных параметров микроклимата в обслуживаемой зоне помещений жилых, общественных и административно-бытовых зданий, оборудованных системами кондиционирования воздуха, принимаются оптимальные параметры. Под обслуживаемой зоной помещения понимают пространство в помещении, ограниченное плоскостями, параллельными полу и стенам: на высоте 0,1 и 2,0 м над уровнем пола (но не ближе чем 1 м от потолка при потолочном отоплении), на расстоянии 0,5 м от внутренних поверхностей наружных и внутренних стен, окон и отопительных приборов.

Нормируемые метеорологические условия в обслуживаемой зоне помещений жилых, общественных, а также административно-бытовых зданий предприятий определяют согласно ГОСТ 30494 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях» в зависимости от назначения помещения и периода года.

Оптимальные и допустимые параметры микроклимата в обслуживаемой зоне помещений для жилых зданий и общежитий приведены в таблице 3.1, для общественных зданий в зависимости от категории помещений — в таблице 3.2.

Таблица 3.1. Оптимальные и допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в обслуживаемой зоне помещений жилых зданий и общежитий

Период года	Наименование помещения	Температура воздуха, °С		Результирующая температура, °С		Относительная влажность, %		Скорость движения воздуха, м/с	
		оптимальная	допустимая	оптимальная	допустимая	оптимальная	допустимая, не более	оптимальная, не более	допустимая, не более
Холодный	Жилая комната	20–22	18–24 (20–24)	19–20	17–23 (19–23)	45–30	60	0,15	0,2
	То же, в районах с температурой наиболее холодной пятидневки (обеспеченностью 0,92) –31°С и ниже	21–23	20–24 (22–24)	20–22	19–23 (21–23)	45–30	60	0,15	0,2
	Кухня	19–21	18–26	18–20	17–25	НН*	НН	0,15	0,2
	Туалет	19–21	18–26	18–20	17–25	НН	НН	0,15	0,2
	Ванная, совмещенный санузел	24–26	18–26	23–27	17–26	НН	НН	0,15	0,2
	Помещения для отдыха и учебных занятий	20–22	18–24	19–21	17–23	45–30	60	0,15	0,2
Холодный	Межквартирный коридор	18–20	16–22	17–19	15–21	45–30	60	0,15	0,2
	Вестибюль, лестничная клетка	16–18	14–20	15–17	13–19	НН	НН	0,2	0,3
	Кладовые	16–18	12–22	15–17	11–21	НН	НН	НН	НН
	Жилая комната	22–25	20–28	22–24	18–27	60–30	65	0,2	0,3
Теплый	Жилая комната	22–25	20–28	22–24	18–27	60–30	65	0,2	0,3

* НН — не нормируется. Примечание — Значения в скобках относятся к домам для престарелых и инвалидов.

Различают следующие категории помещений:

1 категории — помещения, в которых люди в положении лежа или сидя находятся в состоянии покоя и отдыха;

2 категории — помещения, в которых люди заняты умственным трудом, учебой;

3а категории — помещения с массовым пребыванием людей, в которых люди находятся преимущественно в положении сидя без уличной одежды;

3б категории — помещения с массовым пребыванием людей, в которых люди находятся преимущественно в положении сидя в уличной одежде;

3в категории — помещения с массовым пребыванием людей, в которых люди находятся преимущественно в положении стоя без уличной одежды;

4 категории — помещения для занятий подвижными видами спорта;

5 категории — помещения, в которых люди находятся в полураздетом виде (раздевалки, процедурные кабинеты, кабинеты врачей и т.п.);

6 категории — помещения с временным пребыванием людей (вестибюли, гардеробные, коридоры, лестницы, санузлы, курительные, кладовые).

Таблица 3.2. Оптимальные и допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в обслуживаемой зоне общественных зданий

Период года	Наименование помещения или категория	Температура воздуха, °С		Результирующая температура, °С		Относительная влажность, %		Скорость движения воздуха, м/с	
		оптимальная	допустимая	оптимальная	допустимая	оптимальная	допустимая, не более	оптимальная, не более	допустимая, не более
Холодный	1 категория	20–22	18–24	19–20	17–23	45–30	60	0,2	0,3
	2 «	19–21	18–23	18–20	17–22	45–30	60	0,2	0,3
	3а »	20–21	19–23	19–20	19–22	45–30	60	0,2	0,3
	3б »	14–16	12–17	13–15	13–16	45–30	60	0,2	0,3
	3в »	18–20	16–22	17–20	15–21	45–30	60	0,2	0,3
	4 »	17–19	15–21	16–18	14–20	45–30	60	0,2	0,3
	5 »	20–22	20–24	19–21	19–23	45–30	60	0,15	0,2
	6 »	16–18	14–20	15–17	13–19	НН*	НН	НН	НН
	Ванные, душевые	24–26	18–28	23–25	17–27	НН	НН	0,15	0,2
Холодный	Детские дошкольные учреждения								
	Групповая раздевальная и туалет:								
	для ясельных и младших групп	21–23	20–24	20–22	19–23	45–30	60	0,1	0,15
	для средних и до школьных групп	19–21	18–25	18–20	17–24	45–30	60	0,1	0,15
	Спальня:								
	для ясельных и младших групп	20–22	19–23	19–21	18–22	45–30	60	0,1	0,15
	для средних и дошкольных групп	19–21	18–23	18–22	17–22	45–30	60	0,1	0,15
Теплый	Помещения с постоянным пребыванием людей	23–25	18–28	22–24	19–27	60–30	65	0,3	0,5

* НН — не нормируется

Примечание. Для детских дошкольных учреждений, расположенных в районах с температурой наиболее холодной пятидневки (обеспеченностью 0,92) –31°С и ниже, допустимую расчетную температуру воздуха в помещении следует принимать на 1°С выше указанной в таблице.

При обеспечении показателей микроклимата в различных точках обслуживаемой зоны допускается:

— перепад температуры воздуха не более 2°С для оптимальных показателей и 3°С — для допустимых;
— перепад результирующей температуры помещения по высоте обслуживаемой зоны — не более 2°С;
— изменение скорости движения воздуха — не более 0,07 м/с для оптимальных показателей и 0,1 м/с — для допустимых;
— изменение относительной влажности воздуха — не более 7% для оптимальных показателей и 15% — для допустимых.
— локальная асимметрия результирующей температуры — не более 2,5°С для оптимальных и не более 3,5°С для допустимых показателей.

В общественных зданиях в нерабочее время допускается снижать показатели микроклимата при условии обеспечения требуемых параметров к началу рабочего времени.

В рабочей зоне производственных помещений оптимальные и допустимые параметры микроклимата для обеспечения комфортных условий на постоянных и непостоянных рабочих местах принимаются согласно ГОСТ 12.1.005 «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны» в зависимости от тяжести выполняемой работы и периода года и приведены в таблице 3.3.

Категории работ разграничивают по тяжести на основе общих энергетических затрат организма:

— легкие (категория I) — до 174 Вт;
— средней тяжести (категория II) — до 290 Вт;
— тяжелые (категория III) — более 290 Вт.

Таблица 3.3. Оптимальные и допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне производственных помещений

Период года	Категория работ	Температура, °С					Относительная влажность, %		Скорость движения, м/с	
		оптимальная	допустимая				оптимальная	допустимая на рабочих местах постоянных и непостоянных, не более	оптимальная, не более	допустимая на рабочих местах постоянных и непостоянных*
			верхняя граница		нижняя граница					
			на рабочих местах							
			постоянных	непостоянных	постоянных	непостоянных				
Холодный	Легкая — Ia	22–24	25	26	21	18	40–60	75	0,1	Не более 0,1
	Легкая — Iб	21–23	24	25	20	17	40–60	75	0,1	Не более 0,2
	Средней тяжести — IIa	18–20	23	24	17	15	40–60	75	0,2	Не более 0,3
	Средней тяжести — IIб	17–19	21	23	15	13	40–60	75	0,2	Не более 0,4
	Тяжелая — III	16–18	19	20	13	12	40–60	75	0,3	Не более 0,5
Теплый	Легкая — Ia	23–25	28	30	22	20	40–60	55 (при 28°С)	0,1	0,1–0,2
	Легкая — Iб	22–24	28	30	21	19	40–60	60 (при 27°С)	0,2	0,1–0,3
	Средней тяжести — IIa	21–23	27	29	18	17	40–60	65 (при 26°С)	0,3	0,2–0,4
	Средней тяжести — IIб	20–22	27	29	16	15	40–60	70 (при 25°С)	0,3	0,2–0,5
	Тяжелая — III	18–20	26	28	15	13	40–60	75 (при 24°С)	0,4	0,2–0,6

* Большая скорость движения воздуха в теплый период года соответствует максимальной температуре воздуха, меньшая — минимальной температуре воздуха. Для промежуточных величин температуры воздуха скорость его движения допускается определять интерполяцией; при минимальной температуре воздуха скорость его движения может приниматься также ниже 0,1 м/с — при легкой работе, ниже 0,2 м/с — при работе средней тяжести и тяжелой.

Легкие физические работы разделяют на категории Ia (энергозатраты — до 139 Вт) и Iб (140–174 Вт). К категории Ia относятся работы, производимые сидя и сопровождающиеся незначительным физическим напряжением (ряд профессий на предприятиях точного приборо-машиностроения, на часовом, швейном производствах, в сфере управления и т.п.), а к категории Iб — работы, выполняемые сидя, стоя или связанные с ходьбой и сопровождающиеся некоторым физическим напряжением (ряд профессий в полиграфической промышленности, на предприятиях связи, контроллеры, мастера в различных видах производства и др.).

Физические работы средней тяжести разделяют на категории IIa (175–323 Вт) и IIб (233–290 Вт). Категория IIa — работы, связанные с постоянной ходьбой, перемещением мелких изделий (до 1 кг) либо предметов в положении стоя или сидя и требующие определенного физического напряжения (ряд профессий в механо-сборочных цехах машиностроительных предприятий, в прядильно-ткацком производстве и т.п.). Категория IIб — работы, связанные с ходьбой, перемещением и переноской тяжестей до 10 кг и сопровождающиеся умеренным физическим напряжением (ряд профессий в механизированных литейных, прокатных, кузнечных, термических, сварочных цехах машиностроительных и металлургических предприятий и т.д.).

К тяжелым работам категории III относятся работы, связанные с постоянными передвижениями, перемещением и переноской значительных тяжестей (свыше 10 кг) и требующие больших физических усилий (ряд профессий в кузнечных цехах с ручной ковкой, литейных цехах с ручной набивкой и заливкой опок машиностроительных и металлургических предприятий и др.).

Характеристику производственных помещений по категориям выполняемых в них работ в зависимости от затраты энергии следует производить в соответствии с ведомственными нормативными документами, согласованными в установленном порядке, исходя из категории работ, выполняемых 50% и более работающих в соответствующем помещении.

Иногда метеорологические условия устанавливаются ведомственными нормативными документами или заданием на проектирование. Например, в помещениях управления технологическими процессами при выполнении операторских работ, связанных с нервно-эмоциональным напряжением, должны быть соблюдены следующие оптимальные нормы: температура воздуха 22–24°С, относительная влажность воздуха 40–60% и скорость движения воздуха — по ГОСТ 12.1.005. Перечень других производственных помещений, в которых необходимо соблюдать специальные нормы, устанавливается отраслевыми нормативными документами, согласованными с органами санитарного надзора в установленном порядке.

В помещениях для отдыха рабочих горячих цехов с поверхностной плотностью теплового потока на рабочем месте 140 Вт/м^2 и более следует принимать температуру воздуха 20°С в холодный период года и 23°С — в теплый.

В помещениях для обогрева людей следует принимать температуру воздуха 25°С, а при применении радиационного обогрева — 20°С.

Температуру, относительную влажность, скорость движения и чистоту воздуха в животноводческих, звероводческих и птицеводческих зданиях, сооружениях для выращивания растений, зданиях для хранения сельскохозяйственной продукции следует принимать в соответствии с нормами технологического и строительного проектирования этих зданий.

При технологическом кондиционировании воздуха оптимальные технологические параметры для помещений производственных и общественных зданий принимаются по таблицам 3.4, 3.5 [4] в соответствии с требованиями технологии производства и особенностями помещений.

Технологическое кондиционирование воздуха устраивается для обеспечения:

— постоянства температуры воздуха в помещениях точного машино- и приборостроения;
— постоянства влажности материалов — сырья и готовых изделий — в текстильном, полиграфическом производстве, архивах, книгохранилищах и музейных запасниках;
— необходимой скорости протекания биохимических реакций, процессов кристаллизации, гигиенических условий в пищевом производстве;
— постоянства влагосодержания для защиты поверхностей от конденсации влаги;
— постоянства температуры и относительной влажности в помещениях хранения гигроскопичных материалов, пищевых продуктов;
— сохранности внешнего вида, качества изделий, предотвращения коррозии углеродистой стали, относительной влажности, исключающей образование статического электричества, температуры и влажности воздуха, необходимых для испытания материалов.

Температура и относительная влажность воздуха оказывают влияние на ход технологических процессов. При точной обработке изделий с допусками 2–3 мкм (при изготовлении инструментов, приборов и оптики) колебания температуры воздуха приводят к недопустимо большим увеличениям или уменьшениям размеров деталей в процессе обработки, при этом обычно значение имеет точность поддержания температуры, а не ее абсолютное значение. С повышением относительной влажности воздуха свыше 30–45% возрастает скорость коррозии углеродистой стали, особенно быстро (в десятки раз) после достижения 65% относительной влажности. Электростатические заряды сводятся к минимуму при относительной влажности воздуха выше 55%, что необходимо учитывать при проектировании СКВ в хирургических операционных. При технологическом кондиционировании воздуха часто поддерживают заданные значения температуры и относительной влажности независимо от периода года. Иногда строго задают один из параметров при возможном диапазоне изменения другого. Допускают принимать соответствующие значения температуры воздуха для теплого и холодного периодов года при неизменной в течение года относительной влажности воздуха, поэтому область оптимальных параметров на i - d диаграмме может быть задана точкой, прямой, кривой или косоугольником.

Таблица 3.4. Оптимальные параметры воздуха в теплый период года в некоторых промышленных и общественных зданиях [4]

Помещение	Температура, °С	Относительная влажность, %
Архив, библиотека, книгохранилище	18±1	55±5
Помещение музея, где хранятся экспонаты из дерева, бумаги, пергамента, кожи, клея	16–24	50–60
Студия художника с картинами на мольбертах	16–24	55–60
Склад картин в музее (запасник)	11–12	55–60
Хирургическая операционная и послеоперационная палата	22–25	55–60
Деревообрабатывающие цеха:		
механической обработки дерева	15–16	40–55
столярно-заготовительный	15–16	55–65
изготовления моделей из дерева	18–20	40–55
Лаборатория исследования металлов	20	40
Машинные залы вычислительных центров	21±2	52±7
Термоконстантное помещение для прецизионных работ по группам:		
1-й	18–22	40
2-й	19,5–20,5	40
3-й	19,8–20,2	40
4-й	19,95–20,05	40
Особо чистое помещение для прецизионных работ	21,5–22,5	43–45
Цехи точного машиностроения	20	45–50
Цехи электронно-технического производства	20	45–50
Цехи намотки трансформаторов и катушек	22	—
Цехи сборки радиоламп	20	40
Склады фармацевтического производства:		
материалов	20–25	30–35
готового порошка	20–25	15–35
Цехи фармацевтического производства:		
прессования таблеток	25	35–40
обработки коллоидов	20	30–50
изготовления препаратов из желез	25–26	5–10
изготовление экстрактов из печени	20–25	20–30
изготовление желатиновых капсул	25	40–50
склеивания резиновых изделий	25	25–30
изготовления хирургических изделий из резины	24–30	25–30
Склад табака	18–24	75–80
Цехи табачного производства:		
изготовления сигар, папирос, сигарет	18–24	70–75
гильзовый	18–24	65–70
упаковочный	23	65
Увлажнительная камера для табака	24	75
Цехи пивоваренного производства:		
солодовня	12	80–85
бродильный	4–8	60–65
Склады хлебопекарного и макаронного производства:		
дрожжей	0–5	60–75
муки	12–15	50–60
Помещения для изготовления электроизмерительных приборов	21–24	50–55
Цехи предприятий оптической промышленности:		
обработки пластинок из селена и окиси меди	23	30–40
плавки оптического стекла	24	45
шлифовки линз	24	80

Цехи спичечных фабрик: производства спичек сушки спичек	 1–25 21–25	 50 40
Помещение для хранения мехов	4–10	40–60
Помещение для хранения кожи	10–16	40–60
Рабочая комната в административном здании	23,3–25,6	50–55
Помещение для выращивания грибов	18–22	50
Помещение для хранения грибов	15	50
Цехи и отделения предприятий кинофотопромышленности: изготовления фотопленок проявления пожаробезопасных пленок проявления фотопленок резки фотопленок сушки фотонегативов и позитивов хранения кинофотоматериалов	 20–24 15–20 20–24 18–20 22–24 18–22	 40–65 45–50 60 65 60 40–60
Отделение намотки прядильного цеха производства капронового корда при режиме: 1-м 2-м	 19 22	 47 45
Помещение для контроля и буфер для кордного капронового волокна после прядения при режиме: 1-м 2-м	 19 22	 47 45
Текстильный цех капронового корда	22	60–62
Лаборатория физико-механических испытаний кордной капроновой нити и ткани	20	65
Цехи полиграфического производства: многоцветной литографии (офсет) плоского печатания на отдельных листах ротационного печатания на рулонной бумаге плазовый фото переплетный, сушки, резки, склеивания бумаги склад химикатов	 24–26 24–26 24–26 18–20 21–23 20–26 16–27	 46–48 45–50 50–55 50–60 60 45–50 35–50
Склады бумаги: для литографии типографской для плоской печати для ротационной печати	 20–26 20–25 20–25	 50–60 45–50 50–55
Склад сахара	25	25
Прессовый цех	15–20	50–60
Отделения хлебопекарного производства: силосно-просеивательное опары теста тесторазделочное расстойное	 18 25–27 28–30 18 35–40	 60 75 75–80 60–65 80–85
Склады кондитерских фабрик: сухих фруктов шоколада мягких конфет твердых конфет	 10–13 18–21 21–24 24–26	 50 40–50 45 30–40
Цехи кондитерских фабрик: шоколадный покрытия шоколадом изготовление кексов и вафель	 15–18 24–27 18–20	 50–25 55–60 50
шоколада	18	55
Участок упаковки твердых конфет	24–26	40–55

Таблица 3.5. Метеорологические условия в рабочей зоне помещений предприятий текстильной промышленности (по данным ГПИ — 1) [4]

Перерабатываемое волокно, цех, участок	Температура, °С		Относительная влажность в течение года, %
	В холодный период года	В теплый период года	
I. ХЛОПЧАТОБУМАЖНЫЕ ФАБРИКИ			
А. Хлопок			
Сортировочно-разрыхлительный	20–22	24–27	55–45
Трепальный	20–22	24–27	55–45
Смесовой	20–22	24–27	55–45
Угарный	20–22	24–27	55–45
Чесальный	22–25	24–27	60–50
Гребнечесальный	24–25	24–26	65–60
Ленточный, ровничный	22–24	24–26	60–55
Прядильный с машинами кольцевого прядения	24–25	25–27	55–50
Прядильно-крутильный	24–25	25–26	60–55
Прядильный с машинами пневмомеханического прядения	22–24	24–25	65–55
Крутильный, тростильно-мотальный	24–25	24–26	65–60
Мотально-сновальный, сновальный	20–24	23–25	70–65
Хранение пряжи	20–22	22–24	75–70
Уточно-перемоточный	20–23	22–24	75–70
Проборный	20–21	23–26	65–60
Ткацкий с кареточными станками	20–24	23–25	70–65
Ткацкий с жаккардовыми станками	22–25	24–26	65–60
Б. Смесь хлопка с вискозой			
Сортировочно-трепальный	20–24	24–26	50–40
Чесальный	22–24	24–26	55–45
Ленточно-ровничный	22–24	24–25	60–55
Прядильный с машинами кольцевого прядения	22–24	24–26	55–50
Крутильный	22–24	24–25	60–55
Прядильный с машинами пневмомеханического прядения	22–24	24–25	60–55
Мотальный, сновальный	20–24	24–25	70–65
Хранение пряжи	20–22	22–24	65–60
Уточно-перемоточный	22–25	22–25	60–55
Проборный	20–22	22–24	70–65
Ткацкий с кареточными станками	20–25	22–26	70–65
Ткацкий с жаккардовыми станками	22–25	24–26	65–60
В. Смесь хлопка с капроном			
Сортировочно-трепальный	20–24	24–26	50–40
Чесальный	22–24	24–26	60–55
Ленточно-ровничный	22–24	24–26	55–50
Прядильный с машинами кольцевого прядения	24–25	24–26	55–50
Крутильный	22–24	24–25	60–55
Прядильный с машинами пневмомеханического прядения	22–24	24–25	60–55
Мотальный, сновальный	20–24	20–25	70–65
Хранение пряжи	20–22	22–24	70–65
Уточно-перемоточный	22–24	22–26	65–60
Проборный	20–22	22–24	70–65
Ткацкий с кареточными станками	20–24	24–26	70–65
Ткацкий с жаккардовыми станками	22–25	24–26	65–60

Г. Смесь хлопка с лавсаном			
Сортировочно-трепальный	20–24	24–26	55–50
Чесальный	22–24	24–26	60–55
Ленточно-ровничный	22–24	24–26	55–50
Прядильный с машинами кольцевого прядения	22–24	24–27	50–45
Крутильный	22–24	24–25	60–55
Прядильный с машинами пневмомеханического прядения	22–24	24–25	60–55
Хранения пряжи	20–22	22–24	65–60
Мотальный, сновальный, уточно-перемоточный	22–24	24–26	65–60
Проборный	20–22	22–24	65–60
Ткацкий с кареточными или жаккардовыми станками	22–24	24–26	62–60
II. ШЕЛКОВЫЕ ФАБРИКИ			
А. Натуральный шелк			
Промежуточное хранение сырья	По ГОСТ 12.1.005		60–50
Крутильный	20–22	24–26	65–60
Упаковочный	20–22	24–26	65–60
Промежуточное хранение готовой продукции	По ГОСТ 12.1.005		60–50
Взвешивание, разборка и хранение отходов	По ГОСТ 12.1.005		60–50
Б. Переработка в прядении отходов натурального шелка			
Кардочесальный	24–25	24–26	70–65
Гребнечесальный	24–25	24–26	75–70
Ленточно-ровничный	24–25	24–26	65–60
Прядильный	24–26	24–26	65–60
В. Вискозное полотно			
Сортировочно-трепальный	20–24	24–26	55–50
Чесальный	20–24	24–26	60–55
Ленточно-ровничный	22–24	24–26	60–66
Прядильный, крутильный	22–24	25–26	60–55
Хранение штапельной пряжи	22–25	24–26	65–60
Хранение комплексных нитей	22–25	24–26	55–50
Выдержка уточной пряжи и нитей перед ткачеством	20–22	22–24	70–65
Мотальный, сновальный:			
Для штапельной пряжи	22–25	24–26	60–55
нитей	22–25	24–26	55–60
Уточно-перемоточный:			
Для штапельной пряжи	22–25	24–26	60–55
нитей	22–25	24–26	55–50
Проборный:			
Для штапельной пряжи	20–22	22–24	70–65
нитей	20–22	22–24	55–50
Ткацкий:			
Для штапельной пряжи	20–24	24–26	70–65
Комплексных нитей	20–24	24–26	55–50
Г. Лавсановое полотно, смесь с вискозой			
Сортировочно-трепальный	22–24	22–24	65–55
Чесальный	22–24	24–26	65–55
Ленточно-ровничный	22–24	24–26	65–55
Прядильный (кольцевое или пневмомеханическое прядение)	24–25	25–26	65–55
Прядильно-крутильный	24–25	25–26	65–55

Хранение пряжи	22–24	22–24	70–65
Мотальный, сновальный	22–24	24–26	70–65
Уточно-перемоточный	23–24	24–26	65–60
Проборный	20–22	22–24	70–65
Ткацкий с кареточными станками	20–24	24–25	70–65
Ткацкий с жаккардовыми станками	20–25	24–26	65–60
Д. Ацетатное, триацетатное и синтетическое волокна			
Сортировочно-трепальный	20–24	24–26	65–60
Чесальный	22–24	24–26	65–60
Ленточно-ровничный	22–24	24–25	65–60
Прядильный (кольцевое или пневмомеханическое прядение), крутильный	22–24	24–26	65–60
Хранение пряжи	20–24	24–25	70–65
Мотальный, сновальный	22–24	24–25	70–65
Уточно-перемоточный	20–24	24–25	70–65
Проборный	20–22	22–24	70–65
Ткацкий с кареточными станками	20–24	24–25	70–65
Ткацкий с жаккардовыми станками	22–25	24–26	65–60
III. ПРЕДПРИЯТИЯ ШЕРСТЯНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ			
А. Натуральная шерсть			
1. Суконные фабрики			
Приготовительный (трепальный, угарный, смеска)	По ГОСТ 12.1.005		45–50
Аппаратный (кардочесание)	20–25	22–25	70–65
Прядильный, крутильный	20–24	22–24	75–65
Приготовительно-ткацкий участки: тростильно-крутильный мотально-сновальный проборный	 20–23 21–23 21–23	 23–26 22–26 23–26	 65–60 65–60 65–60
Ткацкий	20–23	23–26	65–60
2. Камвольные фабрики			
Приготовительный (трепальный, угарный)	По ГОСТ 12.1.005		45–50
Кардочесальный	20–24	22–24	70–65
Ленточный, 1-й гребнечесальный	20–24	22–24	75–70
Ровничный, 2-й гребнечесальный	20–24	22–24	75–70
Помещение для вылеживания ленты и ровницы	18–20	18–20	80–75
Прядильный	20–24	22–24	75–65
Мотальный	20–24	22–24	70–65
Тростильно-крутильный	20–24	22–24	75–65
Склад пряжи	20–22	22–24	75–70
Приготовительно-ткацкие участки: тростильно-крутильный мотально-сновальный проборный	 20–23 22–23 20–23	 23–26 22–26 22–26	 65–60 65–60 65–60
Ткацкий с кареточными станками	20–23	23–26	70–65
Ткацкий с жаккардовыми станками	22–24	23–26	65–60
Б. Смесь натуральной шерсти с химическими волокнами			
1. Суконные фабрики			
Приготовительный (трепальный, угарный, смеска)	По ГОСТ 12.1.005		50–45
Аппаратный (кардочесальный)	20–24	22–24	70–65
Прядильный, крутильный	20–24	22–24	75–70

Приготовительно-ткацкие участки: Тростильно-крутильный Мотально-сновальный проборный	 22–24 22–24 22–24	 23–24 23–24 23–24	 70–65 70–65 70–65
Ткацкий	22–24	23–24	70–65
2. Камвольные фабрики			
Приготовительный (трепальный, угарный)	По ГОСТ 12.1.005		50–45
Кардочесальный	20–24	22–24	70–65
1-й гребнечесальный	20–24	22–24	75–70
Штапелирование	20–24	22–24	65–60
Ровничный и 2-й гребнечесальный	22–25	23–26	65–60
Помещение для вылеживания ленты и ровницы	18–20	18–20	60–75
Прядильный	22–25	23–26	65–60
Мотальный	20–24	22–24	70–65
Тростильно-крутильный	20–24	22–24	70–65
Склад пряжи	20–22	22–24	80–75
Приготовительно-ткацкие участки: тростильно-крутильный мотально-сновальный проборный	 22–24 21–23 22–24	 23–24 22–24 23–24	 70–65 65–60 70–65
Ткацкий с кареточными станками	22–24	23–24	70–65
Ткацкий с жаккардовыми станками	22–24	23–24	65–60
IV. ПРЕДПРИЯТИЯ ЛЬНЯНОЙ И ПЕНЬКОВО-ДЖУТОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ			
Производство по переработке длинного льняного волокна			
Хранение КИП	18	По ГОСТ 12.1.005	60
Деление горстей	18	По ГОСТ 12.1.005	65
Льночесальный	18–20	24–27	60
Ленточный	20–23	24–26	65–60
Ровничный	20–23	24–26	65–60
Прядильный сухого прядения	22–26	25–28	65–55
2. Производство по переработке короткого льняного волокна			
Участок подготовки льна	18	По ГОСТ 12.1.005	65
Отлежка ленты	18	По ГОСТ 12.1.005	65
Чесальный	20–23	24–27	60
Ленточный, гребнечесальный	20–23	24–27	65
Ровничный	20–23	24–27	65
Прядильный сухого прядения	22–26	25–28	65–55
3. Ткацкое производство			
Приемка и хранение пряжи	20–24	20–26	75–70
Мотальный, сновальный	20–23	23–25	70
Ткацкий гладких тканей	22–24	22–26	75–70
Ткацкий жаккардовых тканей	22–24	22–26	65–60
4. Производство нетканых материалов			
Получение волокнистой массы	18	По ГОСТ 12.1.005	65
Изготовление нетканых материалов	23–20	24–27	60
5. Производство по переработке пеньки, джута и кенафа (шпагатно-веревочное, канатное и мешочное производства)			
Подготовка сырья	18–20	По ГОСТ 12.1.005	65
Чесальный	20–23	24–27	55–65
Приготовительно-прядильный	20–23	24–27	65
Прядильный	22–24	24–27	65

Мотальный, сновальный	20–23	24–27	65
Крутильный	20–23	24–27	60
Прядевьющий, канатовьющий участки	20–23	24–27	60
Ткацкий	22–24	22–26	70–65
V. ПОДСОБНО-ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ ПОМЕЩЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЙ И ФАБРИЧНЫЕ ЛАБОРАТОРИИ			
Картонасекательная мастерская	По ГОСТ 12.1.005		65
Мастерская по уборке жаккардовых машин	По ГОСТ 12.1.005		65
Помещение для хранения картона с рисунком	По ГОСТ 12.1.005		65
Помещения испытания текстильных материалов в фабричных лабораториях	20		

Оптимальные параметры воздуха, отражающие особенности технологии, для некоторых помещений, приведены в таблице 3.4. Метеорологические условия в рабочей зоне помещений предприятий текстильной промышленности следует принимать по требованиям технологического процесса в пределах диапазонов температуры и влажности, указанных в таблице 3.5, а на предприятиях мясной и молочной промышленности — в таблице 3.6.

По технологическим требованиям допускается изменение параметров, приведенных в таблице 3.5. При технико-экономическом обосновании возможно превышение приведенной в таблице 3.5 температуры воздуха в рабочей зоне на 1° при расчетных параметрах наружного воздуха «Б». Параметры воздуха в рабочей зоне помещений при переработке смесей натуральных и химических волокон принимают в пределах значений, приведенных в таблице 3.5, в зависимости от процентного содержания компонентов в смеси. Параметры воздуха в рабочей зоне производственных помещений, цехов и участков прядильно-ткацких и отделочных производств, значения которых не приведены в таблице 3.5, принимают по таблице 3.3, если отсутствуют специальные технологические требования.

Для производственного помещения с постоянным пребыванием людей определяющими должны быть условия теплового комфорта, которые следует согласовывать с параметрами воздуха, необходимыми для производственного процесса. В тех случаях, когда требуемые параметры воздуха для технологии не отвечают санитарно-гигиеническим требованиям, необходимо либо исключить пребывание людей, либо выделить отдельные зоны для их пребывания.

В таблицах приводятся максимальные и минимальные значения температуры и относительной влажности воздуха при определенной подвижности воздуха в помещении. Рекомендуется с целью уменьшения затрат на тепло- и холодоснабжение, расхода воды на увлажнение принимать для теплого периода года максимальные значения температуры и относительной влажности, для холодного — минимальные значения из диапазона оптимальных параметров, что полностью справедливо для температуры воздуха, но для относительной влажности воздуха это утверждение может применяться с некоторыми отступлениями. Например, для комфортного состояния человека при высокой температуре воздуха желательна более низкая относительная влажность воздуха, а высокие значения относительной влажности должны сочетаться с более низкими температурами воздуха, поэтому следует определить приоритеты: либо экономия затрат при незначительном снижении комфорта, либо увеличение затрат при высокой степени комфорта. В холодное время года минимальное значение относительной влажности воздуха в помещении может ограничиваться необходимостью обеспечения положительного значения температуры мокрого термометра при адиабатном увлажнении воздуха. При установке в помещении местных рециркуляционных агрегатов, в которых воздух охлаждается и осушается в теплое время года (сплит-системы, фэнкойлы, внутренние блоки систем VRF), значение относительной влажности воздуха всегда будет ниже 60%. Предварительно для теплого периода года в таких помещениях может быть принято значение относительной влажности воздуха в диапазоне 45–50%.

Таблица 3.6. Параметры воздуха в помещениях предприятий мясной и молочной промышленности, отвечающие технологическим требованиям [4]

Помещение	Температура, °С	Относительная влажность, %
Мясная промышленность		
Камера размораживания мяса для производства: колбасного полуфабрикатов и фасованного мяса	 16–20 8	 85–90 85–90
Помещение для накопления размороженного мяса	4	85–90
Цехи разделки мяса, котлетный, фасованного мяса и полуфабрикатов	12	70
Отделения: мокрого и сухого посола окороков созревания фарша	 4 2–4	 75–80 85–90
Осадочная камера колбас: вареных варено-копченых сырокопченых	 8 4–8 2–4	 85–90 85–90 85–90
Сушильная камера	12	75
Камера воздушного охлаждения вареных колбас	2–8	90–95
Помещение для хранения колбас: вареных варено-копченых	 0–8 12–15	 85–90 75–78
Помещение для хранения копченых колбасных изделий: в подвешенном состоянии в упакованном состоянии	 12–15 0–4	 75–78 75
Помещение для хранения мясных консервов	2–4	≤ 75
Молочная промышленность		
Помещения для термостатирования: масла кислосливочного сметаны творога простокваши кефира	 25–28 26–28 30–32 25–26 10–12	Не нормируется
Отделение сквашивания кефира	17–20	
Помещения для хранения: закваски стерилизованного молока в пакетах стерилизованного молока в бутылках сметаны творога сырково-творожной продукции сгущенной молочной сыворотки с содержанием сухих веществ в количестве: 40% 60% сухой молочной сыворотки сухого молока	 4–8 < 20 < 3 2–4 0–4 0 8–10 0–5 < 20 5	 < 70 < 80 < 80 75–80 < 80 < 85 < 70 < 70 < 60
Отделение посола сыров	10–12	75–85
Камера созревания сыров: твердых мягких	 8–12 8–14	87–93
Отделение созревания копченых сыров	13–15	90–92
Камера хранения сыров	5–8	75–80

При кратковременном пребывании людей в помещениях (кафе, рестораны, магазины и др.) в местностях с расчетной температурой наружного воздуха в теплый период года 30°С и более (параметры Б) температуру воздуха в помещениях следует принимать на 0,4°С выше указанной в ГОСТ 30494 и ГОСТ 12.1.005 на каждый градус сверх температуры 30°С:

$$t_в = t_в^{опт} + 0{,}4\,(t_н^р - 30), \tag{3.5}$$

где $t_в^{опт}$ — расчетная температура воздуха в рабочей или обслуживаемой зоне помещений, определяемая по таблицам ГОСТ 30494 и ГОСТ 12.1.005;

$t_н^р$ — расчетная температура наружного воздуха по параметрам Б.

Скорость движения воздуха при этом должна быть увеличена на 0,1 м/с на каждый градус превышения температуры сверх указанной в ГОСТ 30494 и ГОСТ 12.1.005 в рабочей или обслуживаемой зоне помещений. Скорость движения воздуха в помещениях в указанных условиях должна быть не более 0,5 м/с.

Одна и та же степень теплового комфорта может быть достигнута при различных сочетаниях температуры, подвижности и относительной влажности воздуха. Еще в 1884 году И. И. Флавицкий установил комплексный характер воздействия метеорологических факторов на человека и ввел понятие эффективной температуры. Впоследствии в зарубежной литературе для оценки соответствия метеорологической обстановки в помещении комфортным условиям использовалось понятие эквивалентно-эффективной температуры, для определения которой были построены соответствующие номограммы.

Сочетания основных факторов, определяющих комфортное самочувствие человека, зависят от физической активности человека, вида его одежды, радиационной температуры. Последние факторы косвенно учитываются в отечественной практике проектирования при выборе расчетных параметров внутреннего воздуха в соответствии с ГОСТами: категория работы, категория помещений, период года.

Более совершенными методами оценки теплоощущений человека является метод, разработанный профессором О. Фангером и положенный в основу Международного стандарта ISO 7730 «Условия теплового комфорта» [87].

Тепловые ощущения человека (отсутствие перегрева или переохлаждения) определяются тепловым балансом его тела. В процессе жизнедеятельности человек вырабатывает теплоту, количество которой зависит от уровня его физической активности (метаболические теплопоступления). Теплота отводится от организма в окружающую среду за счет конвективного и лучистого теплообмена, а также в виде скрытой теплоты водяных паров, испаряющихся с поверхности кожи и содержащихся во выдыхаемом воздухе. При определенных условиях терморегулирующая система организма человека будет автоматически изменять температуру на поверхности тела и интенсивность потоотделения для поддержания теплового баланса.

Если отвод теплоты конвекцией и лучеиспусканием затруднен, температура тела повышается и наступает ощущение перегрева, при интенсивном теплообмене (большая разность температур тела и воздуха, высокая скорость движения воздуха, низкая относительная влажность) возникает ощущение холода. Количество отводимой или подводимой теплоты зависит от термического сопротивления одежды. Из условия теплового баланса на поверхности человеческого тела, когда внутренние тепловыделения человека полностью компенсируются тепловым потоком через слой одежды, а также потоками конвективной, лучистой теплоты и теплотой испарения с поверхности тела и с выдыхаемым воздухом. О. Фангер получил уравнение комфортности, связывающее параметры микроклимата и показатели: *M*, определяемый уровнем физической активности, и *clo*, определяемый типом одежды. Показатель *M* — количество метаболической теплоты, выделяемой с квадратного метра поверхности тела (1 *met* = 58,2 Вт/м^2). Показатель clo — единичная характеристика термического

сопротивления одежды (1 *clo* = 0,155 м² °С/Вт). Состояние теплового комфорта человека обеспечивается определенным сочетанием внутренних метеорологических параметров: температуры воздуха, радиационной температуры, относительной влажности и подвижности воздуха в зависимости от уровня физической активности и термического сопротивления одежды.

Реакция человека на тепловые условия среды субъективная, и ее можно определить на основе обобщения статистической информации, которая оценивает физиологический отклик терморегулирующей системы организма и теплоощущения большой группы людей. О. Фангер ввел два индекса: вероятная величина теплового комфорта (*PMV*) и вероятная доля лиц, неудовлетворенных тепловыми условиями (*PPD*), которые определяют в процентах число людей, ощущающих тепловой дискомфорт.

Вероятная величина теплового комфорта (*PMV*) выражается в виде функции температуры воздуха, средней радиационной температуры, относительной подвижности воздуха, парциального давления водяного пара, температуры на поверхности одежды, определяемой условиями теплообмена и тепловым сопротивлением одежды, коэффициента конвективного теплообмена, показателя *M*, внешней работы *W*. Под внешней работой понимается энергия, затраченная на преодоление внешних механических сил человеком (эквивалентна нулю для большинства видов двигательной активности). Функция нелинейная из-за нелинейности выражений для коэффициентов конвективного и лучистого теплообмена, парциального давления водяного пара. Величина *PMV* определяется по формуле:

$$PMV = (0{,}028 + 0{,}303e^{-0{,}036M})\,\Delta q, \tag{3.6}$$

где Δq — тепловой поток от человека, Вт/м²,
согласно уравнения теплового баланса:

$$\Delta q = M - W - q_{д} - q_{и} - q_{я.д} - q_{с.д} - q_{к} - q_{л}, \tag{3.7}$$

где M — метаболическая теплота (энергозатраты человека), выделяемая с квадратного метра поверхности тела, Вт/м²;

W — внешняя работа, равна нулю в большинстве случаев умеренной физической активности, Вт/м²;

$q_{д}$ — скрытая теплота диффузии пара через поры кожи, Вт/м²:

$$q_{д} = 3{,}05 \cdot 10^{-3}[5733 - 6{,}99\,(M - W) - P_{п}]; \tag{3.8}$$

$q_{д}$ — скрытая теплота испарения с поверхности кожи, Вт/м²:

$$q_{и} = 0{,}42\,(M - W - 58{,}15); \tag{3.9}$$

$q_{я.д}$ — явная теплота, отдаваемая с выдыхаемым воздухом, Вт/м²:

$$q_{я.д} = 0{,}0014M\,(34 - t_{в}); \tag{3.10}$$

$q_{с.д}$ — скрытая теплота, отдаваемая с выдыхаемым воздухом, Вт/м²:

$$q_{с.д} = 1{,}7 \cdot 10^{-5}M\,(5867 - P_{п}); \tag{3.11}$$

$q_{к}$ — конвективная теплоотдача, Вт/м²:

$$q_к = f_{од}\alpha_к(t_{од} - t_в); \qquad (3.12)$$

$q_л$ — лучистая теплоотдача, Вт/м²:

$$q_л = 3{,}96{\cdot}10^{-8}\ f_{од}[(t_{од} + 273)^4 - (t_р + 273)^4], \qquad (3.13)$$

где $t_{од}$ — температура на поверхности одежды, °C, определяемая из выражения:

$$t_{од} = 3{,}7 - 0{,}028\,(M - W) - R_{од}\{3{,}96{\cdot}10^{-8} f_{од}[(t_{од} + 273)^4 - (t_р + 273)^4] + f_{од}\alpha_к(t_{од} - t_в)\}, \qquad (3.14)$$

где $R_{од}$ — термическое сопротивление одежды, м² °C/Вт;

$f_{од}$ — доля открытых поверхностей тела одетого человека:

$$f_{од} = 1{,}00 + 1{,}29R_{од},\ \text{если}\ R_{од} \le 0{,}78\ м^2\,°C/Вт \qquad (3.15)$$

$$\text{и}\ f_{од} = 1{,}05 + 0{,}64R_{од},\ \text{если}\ R_{од} > 0{,}78\ м^2\,°C/Вт, \qquad (3.16)$$

$t_р$ — средняя радиационная температура в помещении, °C;

$t_в$ — температура воздуха в помещении, °C;

$P_п$ — парциальное давление водяного пара в воздухе помещения, Па;

$\alpha_к$ — коэффициент конвективного теплообмена, Вт/м² °C:

$$\alpha_к = 2{,}8\,(t_{од} - t_в)^{0{,}25},\ \text{если}\ 2{,}38\,(t_{од} - t_в)^{0{,}25} > 12{,}1\sqrt{v}; \qquad (3.17)$$

$$\alpha_к = 12{,}1\sqrt{v},\ \text{если}\ 2{,}38\,(t_{од} - t_в)^{0{,}25} < 12{,}1\sqrt{v}, \qquad (3.18)$$

где v — скорость воздуха, м/с.

Данная зависимость позволяет определять значение одного неизвестного параметра при заданных остальных. Она используется для определения индекса PMV при оценке степени соответствия тепловых условий среды обитания критериям комфорта по 7-бальной шкале:

+3 жарко;

+2 тепло;

+1 слегка тепло;

0 нормально;

–1 слегка прохладно;

–2 прохладно;

–3 холодно.

Индекс PMV определяется расчетным путем с использованием компьютерной программы расчета, по таблицам для различных сочетаний физической активности, одежды, температуры и скорости воздуха или на основе измерений параметров микроклимата. Рекомендуемые значения PMV — в пределах от –2 до +2. Задаваясь значением PMV, определяют требуемое значение температуры воздуха в помещении или температуры помещения. Комбинированное действие температуры воздуха и температуры поверхностей (радиационной) температуры в обслуживаемой зоне на человека учитывается с помощью температуры помещения. В пространстве без охлажденных или нагретых поверхностей или без больших остекленных поверхностей среднерадиационная температура часто приближается к температуре воздуха, то есть температура помещения примерно равна температуре воздуха. Оптимальное значение этой температуры рассчитывается из условия PMV=0, в зависи-

мости от физической активности, типа одежды людей и заданных значений относительной влажности и подвижности воздуха в помещении. Рекомендуемые значения относительной влажности воздуха в помещении — 30–60%. Ограничения связаны с необходимостью исключить неприятный эффект увлажнения или пересушивания кожи, раздражения глаз, роста микрофлоры и респираторных заболеваний. Рекомендуемые значения относительной подвижности воздуха 0–0,4 м/с для теплого периода, 0–0,3 м/с для холодного периода. Меньшие значение подвижности воздуха соответствуют покою или легкой работе (0,05–0,2 м/с), большие — работе средней тяжести или тяжелой (0,2–0,3 м/с).

Допустимое отклонение оптимальной температуры помещения определяется в зависимости от индекса PPD и категории помещения согласно уровню требований к поддержанию теплового комфорта по CEN CR 1752 [88].

Индекс PPD выражает в процентах прогнозируемое отношение числа людей, ощущающих тепловой дискомфорт, к общему числу людей, определяется в виде однозначной зависимости от вероятной величины теплового комфорта PMV в виде формулы:

$$PPD = 100 - 95\exp(-0{,}03353PMV^4 - 0{,}2179PMV^2) \qquad (3.19)$$

или графика на рисунке 3.1.

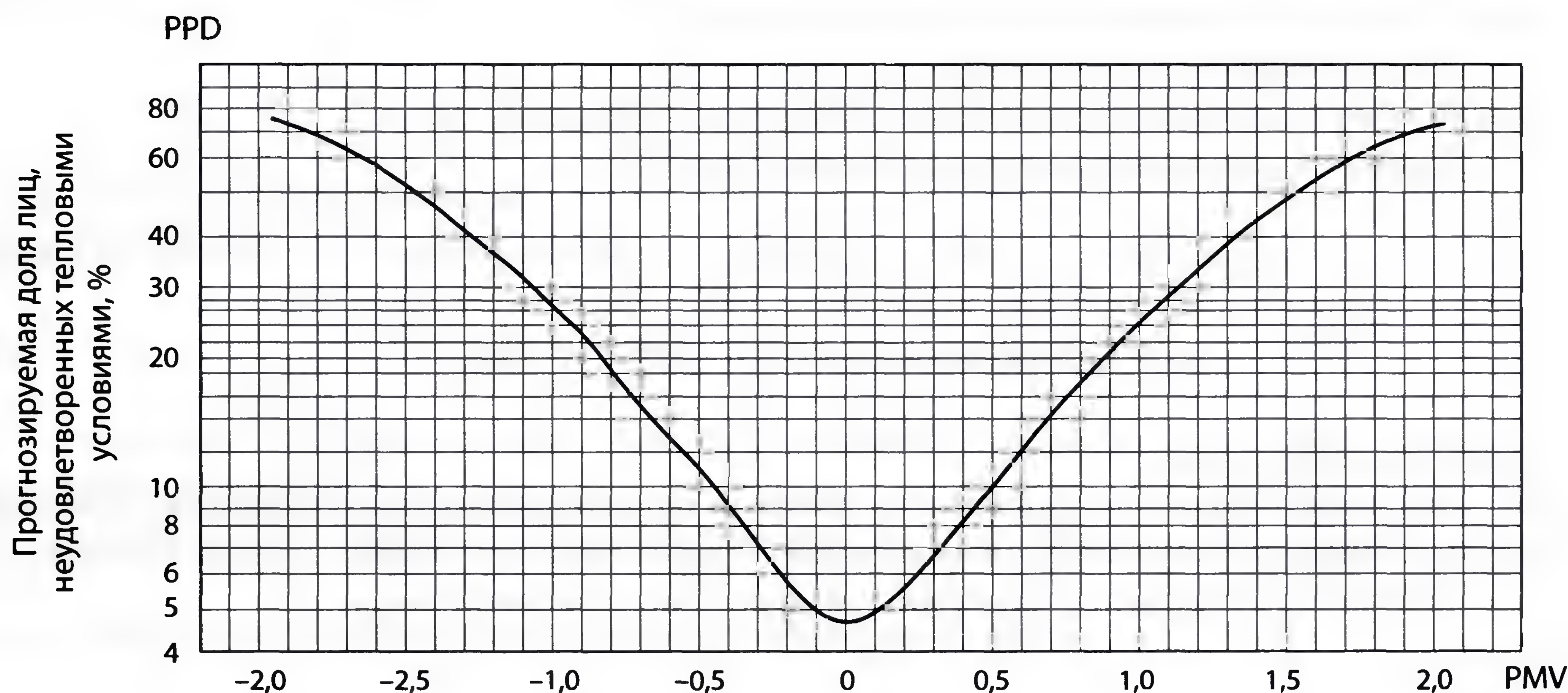


Рисунок 3.1. Прогнозируемая доля лиц, ощущающих тепловой дискомфорт

Задаваясь величиной PPD, определяют два значения PMV и допустимое отклонение температуры помещения от оптимального значения.

Из-за низкой физической активности людей, связанной с сидячей работой, повышается чувствительность к подвижности воздуха в помещении, и поэтому сквозняки — очень частая причина жалоб людей в помещениях, оборудованных системами вентиляции и кондиционирования воздуха, как, например, в офисах и жилых зданиях. Сквозняк характеризуется нежелательным переохлаждением тела человека, вызванным повышенной подвижностью воздуха. Процент людей, ощущающих сквозняк, может быть оценен с помощью модели и характеристики выраженности сквозняка (DR — Draught Rating) согласно EN ISO 7730. Показатель DR выражается в виде функции локальных значений температуры воздуха, подвижности воздуха и интенсивности турбулентности:

$$DR = (34 - t_в)(v - 0{,}05)^{0{,}62}(0{,}37v\tau + 3{,}14), \qquad (3.20)$$

где *DR* — доля лиц, ощущающих сквозняк и испытывающих в связи с этим дискомфорт,

τ — интенсивность турбулентности, как отношение допустимого среднеквадратичного отклонения фактической скорости воздуха от среднего значения к этому значению.

Интенсивность турбулентности может принимать значение 30–60% для помещений с перемешивающей вентиляцией. При вытесняющей вентиляции или без механической вентиляции интенсивность турбулентности может быть ниже. Рекомендуемые значения интенсивности турбулентности для расчета: 40% — для перемешивающей вентиляции, 20% — для вытесняющей вентиляции. Задаваясь значением показателя DR при известном значении температуры воздуха, определяют максимальную подвижность воздуха, при которой человек не будет испытывать локальный дискомфорт, связанный со сквозняком.

В Европейском стандарте CEN CR 1752 Ventilation for buldings- Design criteria for the indoor environment в зависимости от уровня требований к поддержанию теплового комфорта различают три категории: А, В и С, каждой из которых соответствует определенное значение индекса PPD, диапазон изменения индекса PMV и определенное значение параметров, характеризующих локальный дискомфорт, в частности, характеристики выраженности сквозняка DR.

Таблица 3.7. Значения параметров, определяющих состояние теплового комфорта в зависимости от категории помещения [88]

Категория	Общее состояние комфорта		Локальный дискомфорт
	PPD	PMV	DR
A	≤6	−0,2≤PMV≤+0,2	≤15
B	≤10	−0,5≤PMV≤+0,5	≤20
C	≤15	−0,7≤PMV≤+0,7	≤25

В соответствии с заданной категорией помещения выбирается значение индексов PPD, PMV и DR и рассчитывается допустимое отклонение температуры помещения от оптимального значения и максимальная скорость воздуха.

С появлением такого инструмента как вычислительная техника, более правильным становится выбор параметров микроклимата для обеспечения комфортного самочувствия людей не исходя из предельных нормируемых значений (допустимых или оптимальных параметров), а в каждом конкретном случае из требования обеспечения комфортного самочувствия людей на основе расчета оптимальных параметров в соответствии со стандартом ISO 7730.

Расчетные параметры наружного воздуха

В зависимости от географического месторасположения здания определяют следующие исходные климатологические данные:

— географическая широта;

— расчетные температура и энтальпия наружного воздуха для двух периодов года;

— среднесуточная амплитуда колебаний температуры наружного воздуха;

— расчетная скорость ветра в теплый и холодный периоды года;

— максимальная и среднесуточная интенсивность солнечной радиации (прямой и рассеянной) в июле, поступающей на горизонтальную поверхность;

— время максимума интенсивности солнечной радиации.

В качестве расчетных параметров наружного климата для холодного периода года при проектировании систем кондиционирования воздуха температура и энтальпия принимаются по параметрам «Б».

Для теплого периода года расчетные параметры определяются в зависимости от класса кондиционирования воздуха:

— для первого класса — температура и энтальпия по параметрам «Б»;

— для второго класса — температура наружного воздуха на 2°С, а энтальпия — на 2 кДж/кг ниже, чем при параметрах «Б»;

— для третьего класса — температура и энтальпия по параметрам «А».

Выбор расчетных параметров наружного воздуха основан на понятии обеспеченности расчетных внутренних условий в помещении, что позволяет снизить затраты на обеспечение микроклимата в помещениях с невысоким уровнем требований к микроклимату. Различают параметры А, Б и В в зависимости от коэффициента обеспеченности, т.е. от допускаемой продолжительности отклонения параметров микроклимата в помещении от расчетных значений. Различают коэффициенты обеспеченности по числу случаев k_n и по продолжительности $k_{Дя}$, когда условия в помещении будут соответствовать расчетным. В таблице 3.8 для теплого периода приведены значения коэффициентов обеспеченности для помещений с различным уровнем требований и их связь с параметрами А, Б и В.

Таблица 3.8. Уровень требований к микроклимату

Уровень требований к микроклимату	k_n	$k_{Дя}$	Продолжительность отклонения параметров	Параметры климата
Повышенный	1,0	1,0	0	–
Высокий	0,9	0,98	50	–
Средний	0,7	0,92	200	Б
Низкий	0,5	0,8	400	А

В соответствии с уровнем требований к поддержанию расчетных внутренних условий допускается в определенный промежуток времени отклонение от расчетных внутренних условий, не оказывающее значительного влияния на общее самочувствие человека или на технологический процесс в тот период, когда фактические параметры наружного климата превысят принятые расчетные значения.

Среднее значение необеспеченности составляет для следующих классов кондиционирования воздуха:

первый — в среднем 100 ч/г при круглосуточной работе или 70 ч/г при односменной работе в дневное время;

второй — в среднем 250 ч/г при круглосуточной работе или 175 ч/г при односменной работе в дневное время;

третий — в среднем 450 ч/г при круглосуточной работе или 315 ч/г при односменной работе в дневное время.

По согласованию с заказчиком могут быть приняты и более высокие значения параметров наружного климата для теплого периода года, например, «Б» для СКВ второго класса или даже «В» (СНиП II-33-75 «Отопление, вентиляция и кондиционирование» 1976 года), но при этом заказчик должен знать, что затраты на систему кондиционирования воздуха при этом возрастут.

При расчетах СКВ, используемых в течение части суток, в теплый период года необходимо знать не только максимальные часовые значения наружной температуры и энтальпии, но и их изменение по часам суток. Получить такие данные можно, если считать, что температура и энтальпия воздуха в течение суток изменяются по гармоническому закону, а влагосодержание не изменяется. Максимальная температура наблюдается обычно в 15 часов солнечного времени. Если известны среднесуточная температура и амплитуда колебаний температуры $At_н$, то температуру t_z в произвольный час z можно вычислить по формуле:

$$t_z = t_н + 0,5At_н cos(((z - 15)15)-1), \qquad (3.21)$$

где z — расчетный час;

$At_н$ — амплитуда колебаний температуры, °С;

$t_н$ — расчетная температура наружного воздуха в зависимости от класса КВ, °С.

Расчет поступлений теплоты и влаги в помещение

При расчете производительности системы кондиционирования воздуха необходимо учитывать следующие теплопоступления:

— от людей;

— за счет солнечной радиации через светопрозрачные ограждения и массивные ограждения (стены, покрытие);

— от электрического освещения;

— технологические;

— при теплопередаче через наружные ограждения (для холодного периода теплопотери);

— теплоотдача отопительных приборов системы водяного отопления, если они не выключаются в часы работы системы кондиционирования воздуха (для холодного периода).

Методика расчета теплопоступлений достаточно подробно освещена в справочной литературе. Отметим некоторые особенности, которые следует учитывать при проектировании систем кондиционирования воздуха.

Количество теплоты от освещения следует определять по фактической или проектной мощности освещения, так как в последнее время светильники используются как элемент декора, и освещенность помещений часто превышает нормативные значения. При проектировании систем кондиционирования воздуха следует учитывать тепловой поток, поступающий в помещение от прямой и рассеянной солнечной радиации не только для теплого, но и для холодного периода года и для переходных условий.

В холодный период года следует учитывать теплопоступления от отопительных приборов водяной системы отопления. Прежде всего следует решить, будет ли в помещении устраиваться водяное отопление; такое отопление целесообразно, если рабочие часы занимают незначительную часть суток, а также, если рабочие места расположены вблизи наружных ограждающих конструкций, таких как остекление. Если водяное отопление существует, то в часы максимальных теплопоступлений оно может частично (60%) или полностью выключаться, последнее в том случае, если помещение не имеет наружных стен и окон.

Часто теплопоступления от офисного оборудования определяются на основе паспортных данных потребляемой мощности и приравниваются к этому значению.

Группа исследователей в Канзасском университете под руководством M. Hosni провела измерения теплопоступлений от офисного оборудования зданий и обобщила данные для их применения в практике проектирования [85]. Исследования показали, что для офисного оборудования, паспортная мощность которого не превышает 1 кВт, тепловыделения составляют от 25 до 50% от потребляемой мощности, что говорит о большом разбросе значений и завышении теплопоступлений. Более правильные результаты могут быть получены при использовании обобщенных данных по тепловыделениям от конкретного оборудования. Результаты обобщения данных по конкретным видам офисного оборудования представлены в таблицах 3.10–3.14.

Лучистая и конвективная составляющие тепловыделений от оборудования измерялись отдельно, что особенно актуально при выборе способа организации воздухообмена и расчетах воздухораспределения, определении времени максимума теплопоступлений. Последнее связано с тем, что конвективный тепловой поток представляет собой прямую нагрузку на систему охлаждения, в то время как лучистый поток сначала поглощается строительными конструкциями и мебелью, а затем

поступает в помещение в виде конвективного потока от нагретых поверхностей с некоторым запаздыванием по времени. Для основных типов оборудования обобщенные данные измерений представлены в таблице 3.15.

Таблица 3.10. Расчетные теплопоступления от современных персональных компьютеров

	Постоянная работа, Вт	Режим ожидания, Вт
Средняя величина	55	20
Для расчета с резервом	65	25
Для расчета с большим резервом	75	30

Таблица 3.11. Расчетные теплопоступления от мониторов

Размер экрана (дюймы)	Постоянная работа, Вт	Режим ожидания, Вт
Малый (13–15)	55	0
Средний (16–18)	70	5
Большой (19–20)	80	0

Таблица 3.12. Расчетные теплопоступления от лазерных принтеров

Размер	Постоянная работа, Вт	1 стр./мин, Вт	Режим ожидания, Вт
Малый настольный	130	75	10
Настольный	215	100	35
Малый офисный	320	160	70
Большой офисный	550	275	125

Таблица 3.13. Расчетные теплопоступления от копировальных аппаратов

Тип оборудования	Постоянная работа, Вт	1 стр./мин, Вт	Режим ожидания, Вт
Настольный копировальный	400	85	20
Офисный копировальный	1100	400	300

Таблица 3.14. Расчетные теплопоступления от прочего оборудования

Тип оборудования	Постоянная работа, Вт	Режим ожидания, Вт
Факс	30	15
Сканер	25	15
Матричный принтер	50	25

Таблица 3.15. Доля лучистой и конвективной составляющей тепловыделений

Тип оборудования	Наличие вентилятора	Лучистая теплота, %	Конвективная теплота, %
Компьютер	Да	10–15	85–90
Монитор	Нет	35–40	60–65
Компьютер + монитор	Да	20–30	70–80
Лазерный принтер	Да	10–20	80–90
Копировальный аппарат	Да	20–25	75–80
Факс	Нет	30–35	65–70

Источниками влаговыделений в общественных зданиях являются люди, в столовых и ресторанах — горячая пища и технологическое оборудование, в производственных зданиях — технологическое оборудование с открыто расположенными поверхностями воды и со смоченными поверхностями, влажные поверхности материалов и изделий и т. д.

Для выбора необходимой производительности системы кондиционирования воздуха необходимо определить не только расчетные теплопоступления, но и характер их изменения в течение расчетных суток. Для выявления расчетных (максимальных) теплопоступлений в помещение необходимо просуммировать теплопоступления от различных источников: людей, ограждений, освещения, технологических тепловыделений по каждому часу, составив сводную таблицу теплопоступлений в помещении.

Определение расхода приточного воздуха и минимально необходимого расхода наружного воздуха

Расход приточного воздуха в системе кондиционирования воздуха, м^3/час, определяют для теплого периода года по избыткам полной теплоты:

при удалении всего воздуха из одной зоны помещения:

$$L_n = \frac{3,6Q_n^{изб}}{1,2(i_y - i_n)}; \qquad (3.22)$$

при удалении части воздуха из рабочей или обслуживаемой зоны:

$$L = L_{o,з} + \frac{3,6Q_n^{изб} - 1,2c_в L_{оз}(i_в - i_n)}{1,2c_в(i_y - i_n)}, \qquad (3.23)$$

где $Q_n^{изб}$— избыточное полное количество теплоты в помещении, Вт;

$i_{оз}$ — удельная энтальпия воздуха, удаляемого из обслуживаемой или рабочей зоны помещения системами местных отсосов, и на технологические нужды, кДж/кг;

i_y — удельная энтальпия воздуха, удаляемого из помещения за пределами обслуживаемой или рабочей зоны, кДж/кг;

i_n — удельная энтальпия воздуха, подаваемого в помещение, кДж/кг;

$L_{оз}$ — расход воздуха, удаляемого из обслуживаемой или рабочей зоны помещения системами местных отсосов, и на технологические нужды, м3/ч;

$c_в$ — теплоемкость воздуха, равная 1,005 кДж/(кг·°С);

Особенно важно определять расход приточного воздуха по избыткам полной теплоты для помещений со значительными влаго- и тепловыделениями, например, для бассейнов, в которых часто расход приточного воздуха определяют только по избыткам влаги, используя формулу:

$$L = \frac{W}{1,2(d_y - d_n)}, \qquad (3.24)$$

где W — избытки влаги в помещении, г/ч;

d_y — влагосодержание воздуха, удаляемого из помещения за пределами обслуживаемой или рабочей зоны, г/кг;

d_n— влагосодержание воздуха, подаваемого в помещение, принимаемое равным влагосодержанию наружного воздуха, г/кг.

Это приводит к неверным результатам по причине не учета направления процесса изменения состояния воздуха в помещении, возможного значения рабочей разности температур и абсолютного значения возможной температуры приточного воздуха.

Параметры воздуха d_y, i_y и d_n, i_n могут быть определены по i – d диаграмме только после построения процесса изменения состояния воздуха в помещении и нанесения на эту линию точек приточного и удаляемого воздуха по известным значениям температуры t_y и t_n.

В системах кондиционирования воздуха с использованием искусственных источников холода обычно задаются температурой приточного воздуха. В целях сокращения требуемого количества

приточного воздуха принимают максимально возможное значение рабочей разности температур (разность температуры внутреннего и приточного воздуха) для соответствующего типа воздухораспределителя (см. Главу 4). Возможность распределения воздуха с принятым значением температуры приточного воздуха проверяется расчетом воздухораспределения, для которого расход приточного воздуха должен быть известен. Поэтому расход приточного воздуха обычно определяют по избыткам явной теплоты:

при удалении всего воздуха из одной зоны помещения:

$$L_п = \frac{3,6Q_я^{изб}}{1,2c_c(t_y - t_п)}; \tag{3.25}$$

при удалении части воздуха из обслуживаемой зоны помещения (местные отсосы):

$$L_п = L_{оз} + \frac{3,6Q_я^{изб} - 1,2c_в L_{оз}(t_{оз} - t_п)}{1,2c_в(t_y - t_п)}, \tag{3.26}$$

где $Q_я^{изб}$ — избыточное явное количество теплоты в помещении, Вт;

$t_{оз}$ — температура воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне помещения, удаляемого системами местных отсосов, и на технологические нужды, °С;

t_y — температура воздуха, удаляемого из помещения за пределами обслуживаемой или рабочей зоны, °С;

$t_п$ — температура воздуха, подаваемого в помещение, °С.

Температура удаляемого воздуха t_y обычно неизвестна, поэтому в уравнение для определения количества приточного воздуха с целью замены неизвестного значения температуры удаляемого воздуха нормируемым значением температуры обслуживаемой или рабочей зоны вводится коэффициент воздухообмена по теплоте k_t, равный:

$$k_t = \frac{t_y - t_{пр}}{t_{оз} - t_{пр}}, \tag{3.27}$$

определяемый в зависимости от схемы организации воздухообмена (см. Главу 4).

Тогда расход приточного воздуха определяют по формуле:

$$L_п = L_{оз} + \frac{3,6Q_я^{изб} - 1,2c_в L_{оз}(t_{оз} - t_п)}{1,2c_в k_t(t_{оз} - t_п)}. \tag{3.28}$$

Параметры воздуха $t_{оз}$, $d_{оз}$, $i_{оз}$ принимают равными расчетным параметрам в обслуживаемой или рабочей зоне помещения.

Температуру приточного воздуха, подаваемого системой кондиционирования воздуха, $t_п$, °С, с использованием прямого или косвенного испарительного охлаждения следует определять по формулам:

а) при наружном воздухе, охлажденном циркулирующей водой в контактном теплообменнике по адиабатному циклу, снижающем его температуру на Δt_1, °С:

$$t_п = t_н - \Delta t_1 + 0{,}001p; \tag{3.29}$$

б) при наружном воздухе, охлажденном в поверхностном теплообменнике циркулирующей водой по адиабатному циклу в градирне (контактном аппарате), снижающем его температуру на Δt_2, °С:

$$t_п = t_н - \Delta t_2 + 0{,}001p, \tag{3.30}$$

где p — полное давление вентилятора, Па;

$t_н$ — температура наружного воздуха, °С.

Расход приточного воздуха не может быть меньше минимально возможного.

Необходимый расход наружного воздуха, минимально возможный, определяется из следующих соображений:

— по условиям обеспечения чистоты и газового состава воздуха, отсутствия запахов для гражданских зданий (санитарная норма подачи чистого свежего воздуха на одного человека [55, 62] или по расчетам на разбавление вредных газов и запахов) $L_{1н}$, м^3/час;

— по условиям компенсации удаляемого из помещения воздуха системами местной вытяжной вентиляции или технологическим оборудованием $L_{2н}$, м^3/час;

— по условиям поддержания расчетного подпора (избыточное давление, повышенное по сравнению с атмосферным или давлением в соседних помещениях) за счет превышения количества приточного воздуха над вытяжным, предупреждающего инфильтрацию воздуха в кондиционируемое помещение $L_{3н}$, м^3/час.

По условиям обеспечения качества воздуха в помещении минимальный расход приточного воздуха в системах кондиционирования воздуха определяют согласно двум методикам, выбирая наибольшее значение и обозначая его L_{1H}, м^3/ч[62].

Первая методика — по нормируемому удельному расходу приточного воздуха:

$$L_н = V_p n; \tag{3.31}$$

$$L_н = Ak; \tag{3.32}$$

$$L_н = Nm, \tag{3.33}$$

где V_p — объем помещения, м3; для помещений высотой 6 м и более следует принимать:

$V_p = 6A$;

A — площадь помещения, м^2;

N — число людей (посетителей), рабочих мест, единиц оборудования;

n — нормируемая кратность воздухообмена, ч$^{-1}$;

k — нормируемый расход приточного воздуха на 1 м^2 пола помещения, м^3/(ч·м^2);

m — нормируемый удельный расход приточного воздуха на 1 человека, м^3/ч, на 1 рабочее место, на 1 посетителя или единицу оборудования.

Нормируемый удельный расход наружного воздуха определяется по обязательному приложению М СНиП (таблица 3.16) и по Стандарту АВОК «Здания жилые и общественные. Нормы воздухообмена». Санитарная норма подачи чистого свежего воздуха на одного человека определена так, чтобы разбавить биоэффлюенты человека и выделяемый им углекислый газ с достаточным запасом и обеспечить в помещении хорошее качество воздуха. Норма зависит от продолжительности пребывания человека в помещении. В помещениях с постоянным пребыванием людей, не менее 2 ч непрерывно или 6 ч суммарно в течение суток (офисы, аудитории, операционные), норма составляет 50–60 м^3/ч на человека; при интенсивной физической нагрузке (спортивные и тренажерные залы, бассейны для пловцов и т.д.) — 80 м^3/ч на человека; в помещениях с кратковременным пребыванием (магазины, кинотеатры, театры, парикмахерские и т.д.) — 20–30 м^3/ч на человека; в жилых помещениях (гостиницы, жилые комнаты) — 30 м^3/ч на человека.

Количество людей в помещении определяется по данным раздела технологии проекта, по нормируемому значению площади помещения на одного человека или по плотности размещения людей на 1 м^2 площади помещения в зависимости от назначения помещения.

Таблица 3.16. Минимальный расход наружного воздуха для помещений [55]

Помещения (участки, зоны)	Помещения				Приточные системы
	с естественным проветриванием	без естественного проветривания			
	Расход воздуха				
	на 1 чел, $м^3/ч$	на 1 чел, $м^3/ч$	обмен/ч	% общего воздухообмена, не менее	
Производственные	30*; 20**	60	1	—	Без рециркуляции или с рециркуляцией при кратности 10 обменов/ч и более
	—	60 90 120	—	20 15 10	С рециркуляцией при кратности менее 10 обменов/ч
Общественные и административно-бытовые	По требованиям соответствующих СНиП	60; 20***	—	—	—
Жилые	3 $м^3/ч$ на 1 $м^2$ жилых помещений	—	—	—	—

* При объеме помещения (участка, зоны) на 1 чел. менее 20 $м^3$.
** При объеме помещения (участка, зоны) на 1 чел. 20 $м^3$ и более.
*** Для зрительных залов, залов совещаний и других помещений, в которых люди находятся до 3 ч непрерывно.

Вторая методика — расчет минимального воздухообмена по массе выделяющихся вредных веществ:

$$L_н = L_{оз} + \frac{m_{ро} - L_{оз}(q_{оз} - q_п)}{q_у - q_п}, \qquad (3.34)$$

где $m_{ро}$ — расход каждого из вредных веществ, поступающих в воздух помещения, мг/ч;

$q_{оз}$, $q_у$ — концентрация вредного вещества в воздухе, удаляемом соответственно из обслуживаемой или рабочей зоны помещения и за ее пределами, мг/$м^3$; $q_{оз}$ принимают равной ПДК в обслуживаемой или рабочей зоне помещения;

$q_п$ — концентрация вредного вещества в воздухе, подаваемом в помещение, мг/$м^3$.

При одновременном выделении в помещении нескольких вредных веществ, обладающих эффектом суммации действия, воздухообмен следует определять, суммируя расходы воздуха, рассчитанные по каждому из этих веществ.

При удалении всего воздуха из одной зоны помещения и с использованием коэффициента воздухообмена минимальный воздухообмен по массе выделяющихся вредных веществ определяют по формуле:

$$L_н = \frac{m_{ро}}{k_q(q_{оз} - q_п)}, \qquad (3.35)$$

где k_q — коэффициент воздухообмена по вредным веществам:

$$k_q = \frac{q_у - q_п}{q_{оз} - q_п}. \qquad (3.36)$$

Часто его принимают равным коэффициенту воздухообмена по теплоте. Основным вредным газом в гражданских и жилых зданиях является углекислый газ (CO_2), образующийся при дыхании людей. Количество углекислого газа, выделяемого человеком, зависит от его физической активности, от того, курит он или нет, от его возраста. Повышенная концентрация углекислого газа в помещениях может вызвать головную боль, утомление, раздражение слизистой оболочки глаз, носа, симптомы заболеваний дыхательной системы.

Концентрация CO_2 во внутреннем воздухе помещения составляет от 700 до 4500 мг/м3 (350–2500 ppm); предельно-допустимая концентрация CO_2 в гражданских зданиях при постоянном пребывании людей — 2000 мг/м^3; при пребывании 8 часов в сутки — 2500 мг/м^3; при кратковременном пребывании — 3900 мг/м^3.

Концентрация углекислого газа в приточном воздухе зависит от загрязненности местности, где осуществляется забор наружного воздуха. Средняя концентрация CO_2 в наружном воздухе составляет: для сельской местности около 700 мг/м^3, в небольших городах — 800 мг/м^3, в больших городах — 1000 мг/м^3. Если единственным источником CO_2 являются люди с низкой физической активностью, то, согласно CEN CR 1752, принимают концентрацию CO_2 в обслуживаемой зоне выше концентрации CO_2 в наружном воздухе на величину для соответствующей категории: А— 830 мг/м^3 (460 ppm), В — 1190 мг/м^3 (660 ppm), С —2140 мг/м^3 (1190 ppm).

Таблица 3.17. Выделение CO_2 одним человеком

Физическая активность	Выделение CO_2 мг/час
Взрослый человек в состоянии покоя	45000
Взрослый человек, легкая работа	50000
Дети до 12 лет	24000

Одним из условий комфорта в помещении является отсутствие в воздухе неприятных запахов. Источниками ощутимых вредностей (запахов) в помещениях жилых и гражданских зданий являются люди, пища, строительные материалы, мебель, оборудование, вентиляционные установки, которые способствуют переносу запахов по зданию. Воздействие запахов на человека осуществляется по двум каналам. Первый канал — обоняние, расположен в носовой пазухе и чувствителен к нескольким сотням тысяч одорантов в воздухе. Второй канал воздействия — химический, расположен в слизистой оболочке носа и глаз, чувствителен к большому количеству раздражающих веществ в воздухе. Комбинация двух ощущений определяет, когда воздух свежий и приятный, а когда — спертый, душный, раздражающий.

В Стандарте АВОК «Здания жилые и общественные. Нормы воздухообмена» принято, что индикатором биоэффлюентов является углекислый газ, и условия комфорта по запахам будут обеспечены, если разность концентрации углекислого газа в обслуживаемой зоне и в наружном воздухе не превышает 1250 мг/м^3 (700 ppm).

Расчет требуемого расхода приточного воздуха на основе Европейского стандарта CEN CR 1752 Ventilation for buldings- Design criteria for the indoor environment выполняется исходя из фактического загрязнения (неприятный запах) и по концентрации вредных веществ (CEN 1752 1998). В проекте используется наибольшее из полученных значений.

Для количественной оценки мощности источников запахов в 1988 году профессор О. Фангер ввел две единицы измерения: olf (от лат. «обоняние») и decipol (от лат. «вредности»). Один olf определяется как интенсивность запахов (биофлюэнцы), выделяемых одним нормальным человеком. Интенсивность запахов от человека, определяемая количеством olf, зависит от того, курящий он или некурящий, от его физической активности и возраста. Единица olf используется, чтобы выразить интенсивность выделения запахов другими источниками, например, зданием, эквивалентно интенсивности запаха нормального человека (количество olfos).

Единица 1 pol — качество воздуха в помещении при интенсивности запахов в воздухе, выделяемых одним нормальным человеком 1 olf, и разбавлении этих запахов 1 л/с чистого незагрязненного воздуха. О. Фангер использовал единицу decipol, равную 0,1 pol. Один decipol определяется как качество воздуха в помещении при ощущаемой интенсивности запахов в воздухе 1 olf и разбавлении этих запахов 10 л/с чистого незагрязненного воздуха (1 dp = 0,1olf/(л/с)).

Таблица 3.18. Интенсивность запахов и выделение CO_2 одним человеком

Физическая активность	Интенсивность запахов, olf/чел	Выделение CO_2, л/(час· чел)
Умеренная активность 1–1,2 met (не курит)	1	25
Умеренная активность 1–1,2 met (20% курит)	2	25
Умеренная активность 1–1,2 met (40% курит)	3	25
Физическая активность 3 met	4	50
Физическая активность средняя 6 met	10	100
Физическая активность высокая 10 met	20	170
Дети (детсад 3–6 лет) 2–2,7 met	1,2	18
Дети (школа 14–16 лет) 1–1,2 met	1,3	19

Таблица 3.19. Интенсивность запахов в зданиях

Тип здания	Средняя, olf/м² пола	Диапазон изменения, olf/м² пола
Существующее — офисы (по данным Denmark)	0,3	0,02–0,95
Существующее — офисы (по данным Европейского аудиторского проекта)	0,6	0–3
Существующее — школы (по данным Denmark)	0,3	0,12–0,54
Существующее — детсады (по данным Denmark)	0,4	0,2–0,74
Существующее — залы собраний (по данным Denmark)	0,3	0,13–1,32
Новые здания — малозагрязненные	0,1	
Новые здания — загрязненные	0,2	

Воздухообмен по запахам определяют по формуле:

$$L_н = \frac{m_з}{k_q(z_{оз} - z_п)}, \qquad (3.37)$$

где $L_н$ — расход воздуха, необходимый для получения допустимого качества воздуха в помещении, л/с;
$m_з$ — выделение запахов всеми источниками, olf;
$z_{оз}$ — показатель допустимого качества воздуха в помещении, decipol;
$z_н$ — показатель качества наружного воздуха, decipol;
k_q — эффективность вентиляции (коэффициент воздухообмена).

Рассмотренная методика расчета не отличается от предлагаемой стандартом ASHRAE по проектированию систем вентиляции (ASHRAE 62R 1996). В указанном стандарте эффективность вентиляции названа эффективностью воздухообмена.

Согласно Европейскому стандарту EC Commission Report No.11 качество воздуха в помещении оценивается относительным показателем PD, как процент лиц, неудовлетворенных качеством воздуха в помещении. Приводится зависимость в виде формулы и графика, выражающая связь показателя PD и нормы воздухообмена для разбавления запахов интенсивностью 1 olf. В Европейском стандарте CEN CR 1752 Ventilation for buldings- Design criteria for the indoor environment в зависимости от уровня требований к качеству воздуха различают три категории: А, В и С, каждой из которых соответствует определенное значение показателя PD, желаемого качества воздуха, выражаемого в dp, и нормы воздухообмена на 1 olf.

Данные, приводимые в таблице 3.20, справедливы для незагрязненного наружного воздуха и эффективности вентиляции (коэффициент воздухообмена по газам) равной 1.

Используя данные таблицы 3.20 воздухообмен по запахам, л/с, определяют по формуле:

$$L_н = I \cdot l, \qquad (3.38)$$

где I — интенсивность выделения запахов, эквивалентная количеству olf, olf;
l — норма воздухообмена, л/(с olf).

Таблица 3.20. Норма воздухообмена по запахам [88]

Категория	Ощутимое качество воздуха		Норма воздухообмена l л/(с olf)
	Процент неудовлетворенных, %	dp	
A	15	1,0	10
B	20	1,4	7
C	30	2,5	4

Минимально возможный расход наружного воздуха по условиям компенсации удаляемого из помещения воздуха системами местной вытяжной вентиляции или технологическим оборудованием L_{2H} определяется как сумма расхода воздуха, удаляемого местными отсосами и забираемого на технологические нужды. Обычно определяется для производственных помещений, но может определяться и для общественных зданий, например, для залов ресторанов с открытым огнем, лабораторий с вытяжными шкафами и т.п.

Минимально возможный расход наружного воздуха L_{3H} по условиям поддержания расчетного подпора за счет превышения количества приточного воздуха над вытяжным, предупреждающего инфильтрацию воздуха в кондиционируемое помещение, определяют по формуле:

$$L_{3H} = V_p \, n_{п-в}, \tag{3.39}$$

где $n_{п-в}$ — кратность превышения притока над вытяжкой.

Для теплого периода года принимают следующее превышение притока в помещении над вытяжкой, выраженное в объемах помещения в 1 ч (ч$^{-1}$):
— помещение без окон и наружных дверей 0,5–0,75;
— помещение с окнами (на одну сторону 1, на две стороны 1,5, на три или четыре стороны 2);
— вестибюль 2–3.

Минимально необходимый расход наружного воздуха определяется по наибольшему значению из первого и суммы второго и третьего значений:

$$L_H = max\{L_{1H}, L_{2H} + L_{3H}\}. \tag{3.40}$$

Если расход приточного воздуха окажется выше минимально необходимого, то следует рассмотреть вопрос о целесообразности применения рециркуляции. Рециркуляция возможна, если она допустима по санитарно-гигиеническим соображениям, т.е. если в помещении не выделяются токсичные, пахучие или пожаро-взрывные вещества. Рециркуляция целесообразна, если затраты на устройство и эксплуатацию систем рециркуляции не превышают стоимости энергии, экономия которой достигается за счет ее применения, если энтальпия внутреннего или удаляемого воздуха ниже энтальпии наружного воздуха для расчетных условий.

ГЛАВА 4

Выбор схемы организации воздухообмена в помещении и расчет воздухораспределения

Требования, предъявляемые к системе воздухораспределения 117
Способы распределения воздуха в помещении 118
Перемешивающая вентиляция 119
Вытесняющая вентиляция 119
«Распределение воздуха из-под пола» 122
Другие способы распределения воздуха 124
Теоретические основы расчета воздухораспределения в помещении 125
Коэффициент воздухообмена 134
Воздухораспределители 137
Воздухораспределители для перемешивающей вентиляции 137
Вентиляционные решетки 137
Вентиляционные вентили 140
Диффузоры 140
Щелевые воздухораспределители 144
Вихревые диффузоры 147
Сопловые воздухораспределители 150
Воздухораспределители для вытесняющей вентиляции 151
Расчет воздухораспределения. Общие положения 152
Исходные данные для расчета воздухораспределения 152
Расчет воздухораспределения при перемешивающей вентиляции 154
Отечественная методика расчета воздухораспределения 154
Подача воздуха настилающейся компактной приточной струей 154
Подача воздуха не настилающейся плоской струей 156
Подача воздуха веерной струей 157
Методика AHSHRAE выбора типоразмера воздухораспределителя 159
Европейская методика расчета воздухораспределения (Скандинавские страны) 161
Расчет воздухораспределения с использованием диаграмм 163
Расчет воздухораспределения с использованием компьютерной программы 168
Проектирование систем вытесняющей вентиляции 170
Расчет распределения температуры воздуха по высоте помещения 170
Расчет расхода приточного воздуха 173
Проектирование систем вентиляции при распределении воздуха из под пола (UFAD) 176
Расчет уровня звукового давления в помещении в расчетной точке 177

Для создания комфортных условий в помещении, удаления загрязняющих веществ, сокращения единовременных и эксплуатационных затрат требуется обеспечить эффективное распределение воздуха в помещении. На этапе проектирования системы кондиционирования воздуха заказчики и проектировщики незаслуженно мало внимания уделяют вопросам распределения воздуха. Вопрос выбора схемы организации воздухообмена и типа воздухораспределителей должен рассматриваться на начальной стадии проектирования совместно с архитектором, а также при выборе принципиальной схемы обработки воздуха в центральном кондиционере. Окончательное решение при определении расхода приточного воздуха в системе должно приниматься только после выбора схемы организации воздухообмена и расчета воздухораспределения в помещении.

Требования, предъявляемые к системе воздухораспределения

Система воздухораспределения — одна из наиболее важных подсистем СКВ, тесно взаимосвязанная с остальными подсистемами. Основные требования, предъявляемые к системе воздухораспределения следующие:

1. *Эстетические, архитектурно-строительные.* Разработка проекта начинается с объемно-планировочных решений, создания интерьеров, затем происходит конструктивная проработка отдельных узлов. Уже на первоначальном этапе воплощения идеи архитектора его работа и работа дизайнера по интерьеру должна быть тесно связана с работой специалиста по кондиционированию воздуха. При выборе способа воздухораспределения, типа воздухораспределителя и схемы организации воздухообмена следует учитывать архитектурно-композиционные решения, и наоборот, для реализации определенного способа распределения воздуха следует предусматривать при разработке объемно-планировочных решений некоторые пространства, например фальшпол, подшивной потолок, технические этажи. Воздухораспределитель, как видимая часть системы кондиционирования воздуха, особенно в помещениях гражданских зданий, становится декоративным элементом интерьера и должен отвечать эстетическим требованиям. Конструкция воздухораспределителя и его размеры должны соответствовать размерам строительного модуля, например ячейке подшивного потолка.
2. *Санитарно-гигиенические.* Воздух в помещении необходимо распределить так, чтобы человек не испытывал ощущения дискомфорта: не должно быть застойных зон, холодного дутья, сквозняков, значительной неравномерности температуры и скорости воздуха в пределах обслуживаемой или рабочей зоны.
3. *Технологические.* Для производственных помещений определенного назначения необходимо обеспечить поддержание температуры воздуха во всем объеме обслуживаемой зоны с заданной точностью, например термоконстантные помещения.
4. *Акустические.* Уровень звукового давления в помещении не должен превышать допустимого значения, в том числе и с учетом звуковой мощности, генерируемой воздухораспределителями.
5. *Эксплуатационные* требования заключаются в возможности регулирования расхода воздуха через воздухораспределитель, в том числе и при наладке системы кондиционирования воздуха, регулирования направления подачи воздуха и вида струи в зависимости от режима охлаждения или отопления. Потери давления в воздухораспределителе должны быть минимальными.
6. *Экономические* требования состоят в достижении экономической эффективности системы кондиционирования воздуха за счет снижения расхода воздуха и расхода холода, определяемых выбором значения рабочей разности температур, типом воздухораспределителя и видом струи, в размещении и определении количества воздухораспределителей с учетом минимальных единовременных и эксплуатационных затрат.

Санитарно-гигиеническая и энергетическая эффективность СКВ во многом зависит от правильного выбора схемы организации воздухообмена и способа распределения воздуха, определяемого типом воздухораспределительного устройства и местом его размещения. Выбор схемы организации воздухообмена в помещении определяет степень равномерности полей параметров воздуха по объему обслуживаемой или рабочей зоны. Способ распределения воздуха в помещении определяет величину расхода приточного воздуха, который является основным фактором, влияющим на материало- и энергоемкость СКВ. Выбор значения температуры приточного воздуха, как параметра, непосредственно связанного с затратами теплоты и холода на обработку воздуха, зависит от способа распределения воздуха. В свою очередь параметры приточного воздуха при его охлаждении в воздухоохладителях прямого испарения центральных кондиционеров, сплит-системах, совмещенных с приточной вентиляцией, канальных кондиционерах определяются особенностями работы оборудования. Например, низкое значение температуры воздуха на выходе из таких аппаратов (ориентировочно 14°C) требует устройства дополнительного нагревания воздуха (второй подогрев), что приводит к дополнительным затратам теплоты, или специальных решений по воздухораспределению. Неудачная организация воздухообмена в помещении, неудачный выбор воздухораспределительных устройств, неправильный или игнорированный при проектировании расчет воздухораспределения сводит на нет все инженерные решения по системе кондиционирования воздуха, повышает энергопотребление системы, исключает достижение основной цели — обеспечение комфортных условий для людей и требуемых параметров для технологического процесса при наименьших материальных и энергетических затратах.

При выборе схемы организации воздухообмена и способе распределения воздуха следует учитывать конкретные особенности помещения, его назначение, конструктивные и объемно-планировочные решения, размещение и размеры источников теплоты, влаги, вредных газов, а также величину поступлений вредностей от этих источников, уровень требований к поддержанию расчетных параметров микроклимата. В производственных помещениях схему организации воздухообмена следует выбирать в соответствии с рекомендациями по проектированию конкретного производства с учетом его технологии.

Основные принципы, которыми следует руководствоваться при выборе схемы организации воздухообмена следующие:

— струя приточного воздуха не должна пересекать зону значительного загрязнения, чтобы исключить перенос вредностей в обслуживаемую или рабочую зону или в зону дыхания человека;
— не должно быть застойных зон в помещении, концентрация вредных газов не должна превышать ПДК даже в отдельных точках помещения, струя должна вовлекать в движение весь объем воздуха в помещении;
— необходимо учитывать движение конвективных потоков воздуха от источников теплоты, вызванное действием гравитационных сил, а также плотность газообразных вредных веществ по сравнению с плотностью воздуха.

Способы распределения воздуха в помещении

В настоящее время условно различают два основных способа распределения воздуха в помещении: *перемешивающая вентиляция* и *вытесняющая вентиляция*, хотя в действительности способов организации воздухообмена больше. Классификация схем организации воздухообмена, принятая в отечественной практике, по направлению движения воздуха, например «сверху–вниз», «сверху–вверх» и т.д. не отражает особенностей формирования воздушных потоков в помещении.

Перемешивающая вентиляция

При перемешивающей вентиляции (рисунок 4.1) высокоскоростной турбулентный поток приточного воздуха вовлекает путем эжекции в движение окружающий воздух в помещении, перемешиваясь с ним и создавая относительно равномерное поле температур и скоростей по всему объему помещения. При этом способе распределения воздух чаще всего подается в верхнюю зону неизотермическими горизонтальными настилающимися или наклонными в сторону обслуживаемой зоны струями. Он широко применяется в производственных помещениях большой высоты (8–18 м) с незначительными избытками явной теплоты или высотой менее 8 м независимо от величины теплоизбытков, а также в помещениях гражданских зданий, таких как торговые залы магазинов, предприятий общественного питания, зрительные залы кинотеатров, клубов, театров, конференц-залы, спортивные залы, аудитории, офисные помещения. Воздухораспределители при этом способе размещают на стене или на потолке, если это возможно конструктивно, например при наличии подшивного потолка или технического этажа.



Рисунок 4.1. Перемешивающая вентиляция

Вытесняющая вентиляция

При вытесняющей вентиляции (рисунок 4.2) воздух подается в рабочую или обслуживаемую зону помещения с малой скоростью, вызывая «затопление» помещения чистым воздухом, далее поток чистого воздуха увлекается конвективными потоками, создаваемыми источниками теплоты в обслуживаемой зоне, обычно равномерно распределенными по площади помещения, вверх, ассимилируя вредности и удаляясь из верхней зоны. Аэрация производственных помещений со значительными теплоизбытками может рассматриваться как прообраз вытесняющей вентиляции. При организованной естественной вентиляции (аэрация), движение воздуха обусловлено естественными силами, вызванными разностью плотности нагретого (конвективные потоки от источников теплоты) и охлажденного воздуха. Таким образом, вытесняющая вентиляция многие годы используется в производственных зданиях, в конце 80-х годов она стала использоваться и в непроизводственных коммерческих зданиях в Скандинавских странах. В Европе в последние годы большое внимание уделяется способу вытесняющей вентиляции применительно к гражданским зданиям, в которых доля теплопоступлений, в том числе и конвективной составляющей, значительно выросла в связи с применением бытовой и офисной техники, а также усилением освещенности помещений.



Рисунок 4.2. Вытесняющая вентиляция

Особенности способа вытесняющей вентиляции:

— источники загрязнений должны быть также источниками теплоты или находиться рядом с источниками, формирующими восходящие конвективные потоки, способные переносить загрязнения за пределы обслуживаемой или рабочей зоны;

— используется только для распределения воздуха в прямоточных системах кондиционирования воздуха, обеспечивающих подачу чистого наружного воздуха в помещение;

— температура приточного воздуха мало отличается от температуры воздуха в помещении, рабочая разность температур меньше, чем в системах перемешивающей вентиляции;

— температура приточного воздуха не может быть выше температуры воздуха в помещении, поэтому способ вытесняющей вентиляции не может использоваться в СКВ для отопления помещений, так как при этом поток теплого воздуха от воздухораспределителя всплывает вверх и затопление помещения не обеспечивается чистым воздухом. Поэтому необходима установка отопительных приборов и устройство системы водяного отопления. Наилучший способ отопления помещения с вытесняющей вентиляцией — размещение отопительных панелей на потолке или в конструкции пола;

— скорость выпуска воздуха из воздухораспределителей обычно меньше 0,2 м/с, поэтому воздухораспределители часто называют низкоскоростными;

— в обслуживаемой зоне воздух не должен перемешиваться, ничто не должно мешать движению естественных конвективных потоков, устремленных вверх, например активная физическая работа человека, станки-автоматы, движение отдельных деталей и самой продукции;

— предпочтительно использование вытесняющей вентиляции для помещений гражданских зданий высотой более 3 м, что обеспечивает большую степень стратификации;

— существуют ограничения по способности воздуха ассимилировать теплоту, способ может применяться для большинства помещений гражданских зданий, где расход воздуха не превышает 50 $м^3/(час \cdot м^2)$, при тепловой нагрузке охлаждения менее 40–60 $Вт/м^2$;

— применяется преимущественно в системах кондиционирования воздуха низкого давления с постоянным расходом воздуха;

— сложно или вовсе не обеспечивается регулирование температуры воздуха в помещении из-за постоянного расхода воздуха и малого диапазона изменения температуры приточного воздуха;

— применяется в водовоздушных системах кондиционирования воздуха для распределения воздуха, обработанного в центральной воздушной системе; водяная часть системы, где преимущественно используются панели отопления или охлаждения, обеспечивает поддержание температуры помещения на заданном уровне путем изменения расхода тепло- и холодоносителя через теплообменник;
— нельзя однозначно сказать, что расход воздуха при вытесняющей вентиляции меньше или больше расхода воздуха при перемешивающей вентиляции при тех же исходных данных.

Преимущества способа вытесняющей вентиляции:
— в рабочей или обслуживаемой зоне помещения обеспечивается более высокое качество внутреннего воздуха при том же значении расхода приточного воздуха, как и при перемешивающей вентиляции;
— более высокое значение температуры приточного воздуха может способствовать уменьшению расхода холода на обработку наружного воздуха, более длительное время может использоваться режим «свободного» охлаждения воздуха;
— постоянная температура приточного воздуха требует менее сложную систему автоматического регулирования центрального кондиционера, что обеспечивает экономию капитальных затрат;
— водяные системы панельного отопления и охлаждения совместно с воздушной системой вытесняющей вентиляции не только обеспечивают комфортные условия и высокое качество воздуха, но и позволяют экономить потребляемую энергию;
— высокое значение температуры удаляемого воздуха при использовании регенерации теплоты удаляемого воздуха в холодное время года позволяет повысить эффективность системы и уменьшить расход теплоты на обработку приточного воздуха.

Способ вытесняющей вентиляции имеет преимущества перед перемешивающей вентиляцией в обеденных залах ресторанов, в конференц-залах, в классных комнатах школ, аудиториях, супермаркетах при высоте помещения более 3 м.

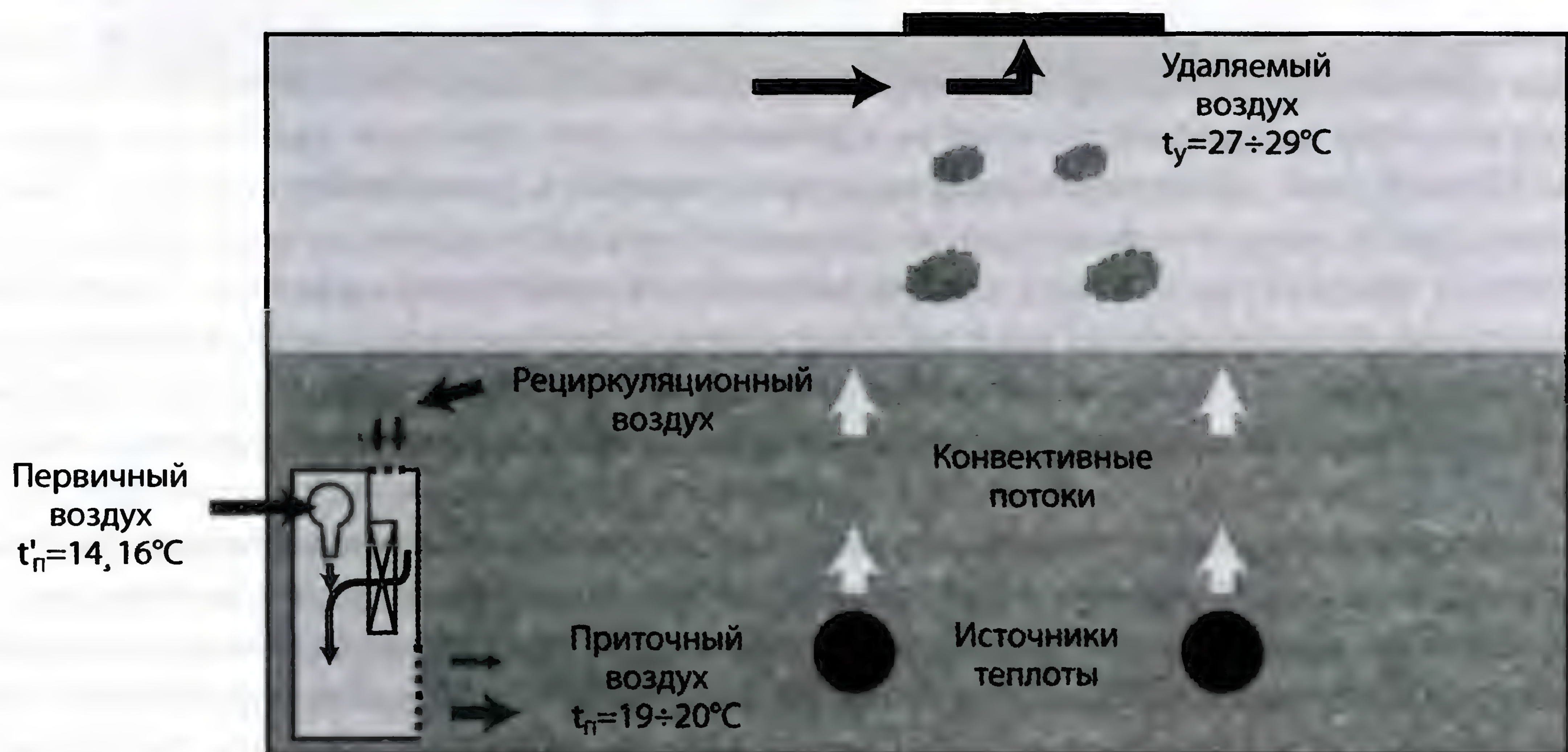


Рисунок 4.3. Вытесняющая вентиляция с эжекцией

К способу вытесняющей вентиляции можно отнести и подачу смеси первичного и эжектируемого рециркуляционного воздуха в помещение с низкой скоростью в обслуживаемую зону с использованием специальных устройств, принцип действия которых основан на явлении эжекции (рисунок 4.3). Конструкция таких устройств напоминает конструкцию отечественных эжекционных

кондиционеров-доводчиков (рисунок 4.4). Применение таких устройств позволяет уменьшить температуру первичного воздуха и сократить его расход.

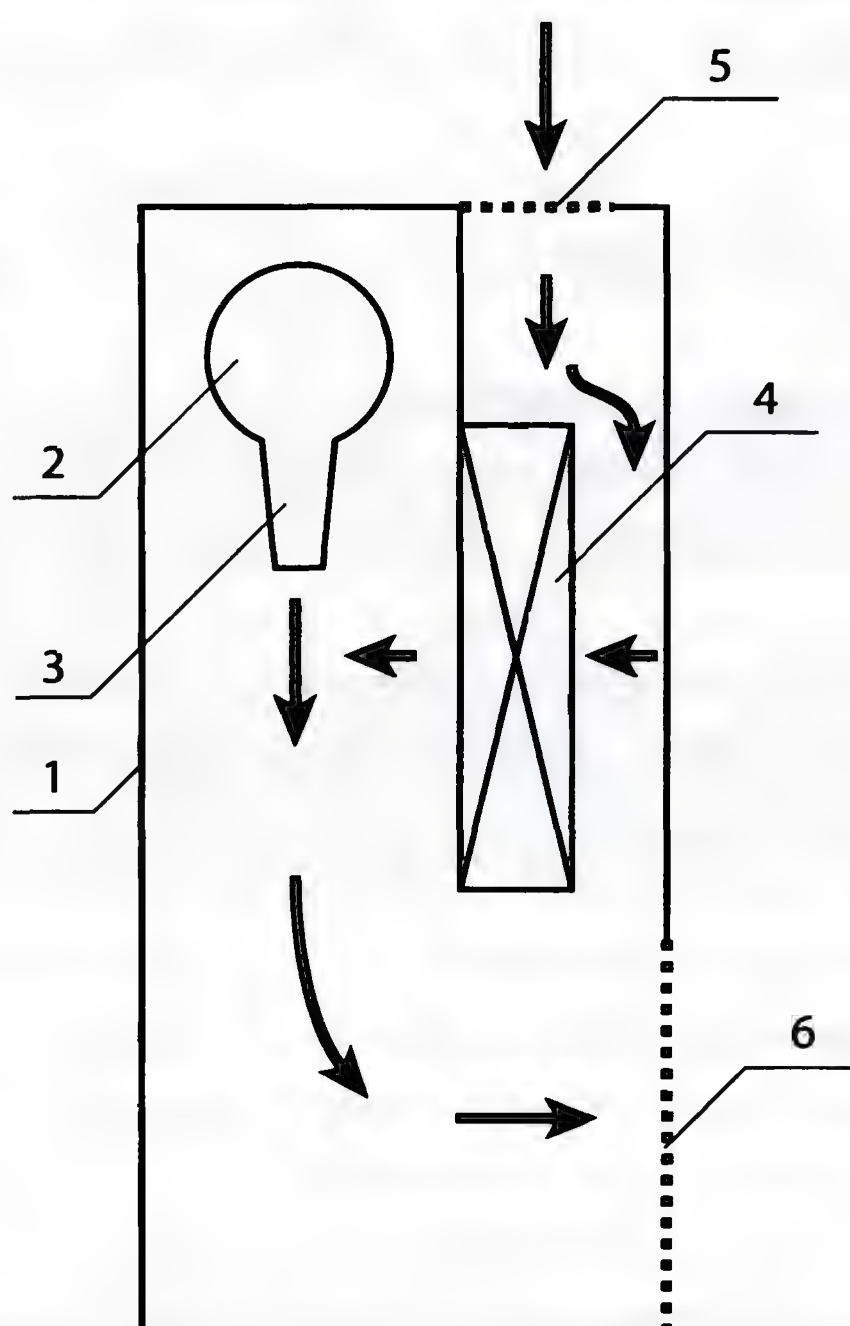


Рисунок 4.4. Схема эжекционного доводчика для вытесняющей вентиляции:
1 — корпус; 2 — воздуховод первичного воздуха; 3 — сопло; 4 — теплообменник; 5 — заборная решетка; 6 — выпускная решетка

«Распределение воздуха из-под пола»

Приточный воздух можно подавать в обслуживаемую или рабочую зону с высокой скоростью, используя при этом воздухораспределители с высокой эжекционной способностью для быстрого затухания скорости и температуры воздуха в приточной струе. При этом удаление воздуха происходит из верхней зоны. Размещают воздухораспределители у стен производственных помещений большой высоты со значительными теплоизбытками вблизи рабочих мест на некотором расстоянии от источников вредных газов, в полу или в конструкции кресел зрительных залов театров и кинотеатров, спортивных и зрелищных комплексов, в полу некоторых помещений гражданских зданий, например компьютерных залах, залах автоматических телефонных станций, систем связи, офисах при наличии фальшпола, при использовании напольных конвекторов с подмешиванием наружного воздуха.

Этот способ распределения воздуха, хорошо известный и давно применяемый в отечественной практике, в частности в театрах, на телекоммуникационных станциях, в компьютерных залах, в производственных помещениях, как распределение воздуха по схеме «снизу–вверх», в зарубежной практике применительно к помещениям гражданских зданий получил название UFAD (Underfloor Airs Distribution), что в переводе означает «распределение воздуха из-под пола» (рисунок 4.5). Иногда его относят к вытесняющей вентиляции. Однако этот способ можно считать чем-то средним между перемешивающей и вытесняющей вентиляций, так как он объединяет в себе особенности и преимущества обоих способов.

При распределении воздуха из-под пола в обслуживаемой зоне осуществляется перемешивание приточного воздуха с воздухом помещения, а в верхней зоне ламинарный поток смеси под влиянием конвективных потоков теплоты с низкой скоростью устремляется вверх и удаляется из верхней

зоны. Общим со способом вытесняющей вентиляции является лишь то, что обеспечивается значительный температурный перепад по высоте помещения, что называется стратификацией. При этом для создания комфортных условий необходимо обеспечить равномерное поле температуры и скорости воздуха в обслуживаемой зоне путем интенсивного перемешивания воздуха в этой зоне, не затрагивая верхнюю зону, а в верхней зоне — создать и поддерживать стратификацию (неравномерность температуры по высоте). Дальнобойность приточной струи при вертикальной подаче и ширина струи при горизонтальной подаче должна быть сопоставима с высотой обслуживаемой зоны. При малых значениях дальнобойности, что характерно для вихревых воздухораспределителей, наблюдается увеличение градиента температуры по высоте обслуживаемой зоны, что нежелательно. При дальнобойности выше, чем высота обслуживаемой зоны, приточные струи проникают в верхнюю зону, что способствует повышению температуры в обслуживаемой зоне и уменьшению общего перепада температуры.

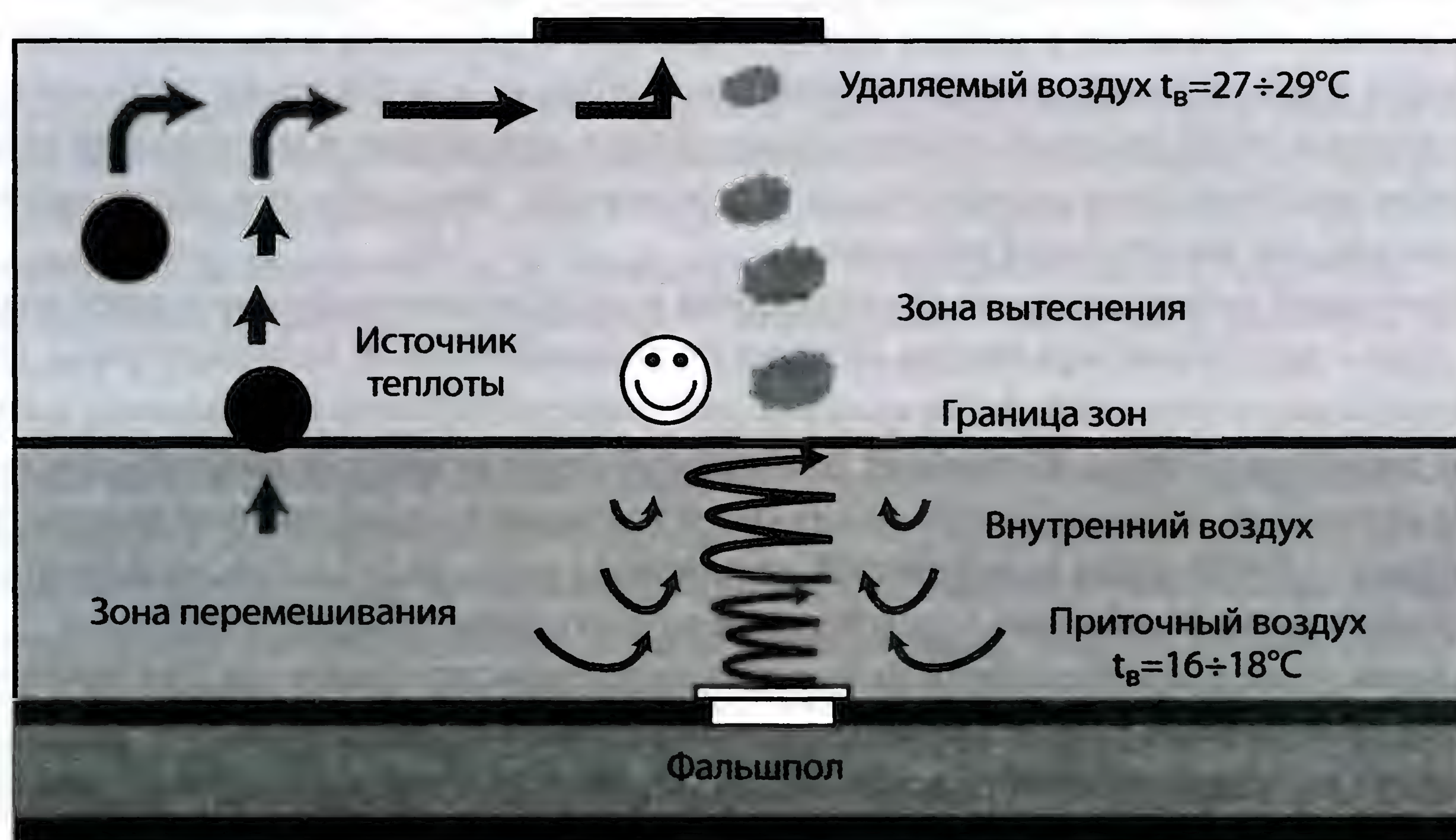


Рисунок 4.5. Распределение воздуха из-под пола

Особенности способа «распределение воздуха из под пола»:

— обработанный в центральном кондиционере воздух поступает в обслуживаемую зону не загрязненным;
— используется как в прямоточных системах, так и в системах с централизованной или местной рециркуляцией воздуха (эжекционные доводчики);
— более высокое значение рабочей разности температур, чем при обычной вытесняющей вентиляции, однако температура приточного воздуха не может быть ниже 15,5°C;
— обеспечивается поддержание температуры воздуха в помещении на заданном уровне за счет изменения температуры приточного воздуха (больший диапазон изменения) или расхода приточного воздуха;
— расход приточного воздуха может быть меньше, чем при способе вытесняющей вентиляции;
— обычно во внутренних зонах применяются системы низкого давления с постоянным расходом воздуха, а в периметральных зонах — системы с переменным расходом воздуха (VAV-системы), а также водяные системы с вентиляторными или эжекционными доводчиками, когда приточный воздух смешивается с воздухом помещения перед тем, как попасть в него, что позволяет использовать его с более низкой температурой;

Преимущества способа «распределение воздуха из-под пола»:

— высокое качество воздуха в рабочей и обслуживаемой зоне по сравнению со способом перемешивающей вентиляции в сочетании с комфортными условиями благодаря локальному перемешиванию воздуха в обслуживаемой зоне и вертикальному градиенту температуры в помещении;
— температура приточного воздуха имеет более высокое значение (16–18°C), чем при перемешивающей вентиляции (14°C), что позволяет более длительный период времени в течение года использовать «естественное охлаждение», благодаря чему экономится электроэнергия на выработку искусственного холода;
— температура приточного воздуха имеет более низкое значение, чем при вытесняющей вентиляции благодаря высокой эжекционной способности высокоскоростных вихревых воздухораспределителей, что позволяет уменьшить расход воздуха и потребление энергии в системе кондиционирования воздуха;
— предварительное охлаждение в ночное время бетонных плит перекрытия прохладным наружным воздухом и аккумуляция холода снижают потребность в охлаждении приточного воздуха в дневное время и уменьшают расход электроэнергии в холодильной машине при условии, что потребляемая вентилятором мощность равна или меньше, чем требуется при искусственном охлаждении для той же тепловой нагрузки;
— малое потребление электроэнергии вентилятором в системе кондиционирования воздуха низкого давления с постоянным расходом воздуха и с использованием вентиляторных доводчиков для зонального регулирования, более высокое значение потребляемой мощности в системе с переменным расходом воздуха, вызванное дополнительными затратами на потокораспределение воздуха по системе воздуховодов при наличии регуляторов расхода воздуха на ответвлениях;
— использование строительных конструкций для прохода воздуха, в частности фальшпола, позволяет уменьшить протяженность воздуховодов и снизить капитальные затраты;
— гибкость, возможность перемещения напольных воздухораспределителей при изменении положения рабочих мест благодаря несложному монтажу в конструкции пола;
— регулирование расхода приточного воздуха способствует уменьшению капитальных затрат при использовании регулируемых напольных решеток;
— возможно уменьшение требуемого расхода приточного воздуха по сравнению со способом перемешивающей вентиляции, однако результаты испытания системы вентиляции UFAD показали, что требуемый воздухообмен может быть на 15% ниже или на 25% выше по сравнению с воздухообменом в системе вентиляции перемешивающего типа при подаче воздуха сверху.

Другие способы распределения воздуха

В «чистых» помещениях с повышенными требованиями к содержанию пыли и незначительными тепловыделениями охлажденный воздух может подаваться в верхнюю зону через перфорированные панели ниспадающим слабо турбулентным низкоскоростным потоком, омывать помещение, осаждая частицы пыли и удаляться из обслуживаемой зоны. Поток воздуха может быть также горизонтальным при размещении перфорированных панелей на стене и удалении воздуха через противоположную стену. Этот способ иногда называют «поршневым» способом, так как поток воздуха имеет одно направление и низкую скорость, и это тоже вентиляция по принципу вытеснения. К вытесняющей вентиляции относят способ распределения воздуха по схеме «сверху–вниз», применяемый в производственных помещениях с источниками пыли, например цеха табачных фабрик, или с вредными газами, плотность которых выше плотности воздуха при незначительных тепловыделениях, например гальванические цеха. В этом случае охлажденный воздух с малыми скоростями подается через воздухораспределители, установленные выше рабочей зоны, а удаление воздуха происходит из нижней зоны. Загрязненный воздух рабочей зоны прижимается к полу потоком чис-

того приточного воздуха и вытесняется по направлению к напольным вытяжным отверстиям. Есть еще один способ, пока мало применяемый, но достаточно перспективный — способ локальной вентиляции, когда чистый воздух подается непосредственно на рабочее место в зону дыхания человека в размере минимального воздухообмена.

Каждый способ имеет свои преимущества и недостатки и должен применяться с учетом конкретных условий. Основным критерием при выборе способа должно быть сокращение потребления энергии, повышение качества воздуха и условий комфорта в обслуживаемой зоне. Вопрос, какой способ распределения воздуха предпочесть для помещения гражданского здания с тепловыделениями высотой 2,5–3 м является спорным, для помещений с высокими потолками предпочтительным является способ вытесняющей вентиляции.

Теоретические основы расчета воздухораспределения в помещении

Закономерности движения воздуха в помещении описывает теория турбулентных струйных течений, в которой используются эмпирические коэффициенты. Инженерные методы расчета воздухораспределения основаны на теоретических и экспериментальных работах отечественных ученых: Г. Н. Абрамовича, В. В. Батурина, И. А. Шепелева, М. И. Гримитлина, А. Т. Сычева, Г. М. Позина, М. Я. Поза и зарубежных ученых: Л. Прандтля, Г. Шлихтинга, Г. Гертлера, Г. Рейхарда, Б. Регеншейта и др.

Перенос конвективной теплоты, паров, газов и пыли в помещении осуществляется струями. В результате взаимодействия приточных струй, конвективных струй от источников теплоты и холодных поверхностей и циркуляционных потоков воздуха помещения, вовлекаемого в движение этими струями, формируются поля скорости, температуры и концентрации загрязняющих веществ. Под приточной струей понимают поток воздуха с расширяющимися волнообразными границами в направлении истечения, образованный принудительным истечением воздуха из отверстия воздухораспределителя.

В зависимости от направления скорости истечения приточные струи делят на сосредоточенные, у которых векторы скорости истечения параллельны, и рассеянные, у которых векторы скорости расходятся. К сосредоточенным струям относят компактные, плоские и прямоугольные струи, образующиеся соответственно при истечении из круглого (квадратного) отверстия, щели (соотношение сторон больше 20) и прямоугольного отверстия. Рассеянными струями будут веерные и конические струи. Различают полные веерные струи с углом рассеивания $\beta = 360°$ и неполные веерные струи с меньшим углом. В веерных струях векторы скорости истечения расходятся в одной плоскости, в полых конических — в пространстве по боковой поверхности конуса. Компактные, веерные и полые конические струи имеют ось симметрии. Если в начале истечения при помощи специального закручивающего устройства придать воздуху вращательное движение, то такие струи называют закрученными. В закрученной струе параметры воздуха на оси струи снижаются с большей интенсивностью, чем в обычной струе. Постепенно, по мере удаления от начала истечения, закрученная струя трансформируется в прямоточную, приобретая бóльшую площадь поперечного сечения, чем прямоточная компактная струя. Струю, распространяющуюся вдоль плоскости, называют настилающейся или полуограниченной. При подаче воздуха на расстоянии не более 0,3 м от потолка образуется настилающаяся струя, если расстояние от оси выпуска струи до потолка более 0,8 м, считают, что струя не будет настилаться на потолок. Приточную струю называют свободной, если на движение воздуха не оказывают влияние ограждения, оборудование и соседние струи, стесненной, если она распространяется в ограниченном пространстве. Струи развиваются в помещении как свободные до тех пор, пока площадь их поперечного сечения $A_{стр}$ не достигнет величины, равной примерно 25% площади помещения $A_{пом}$, приходящейся на одну струю. Начиная с первого критического

сечения, когда $A_{стр} \geq A_{пом}$, струя считается стесненной вследствие тормозящего влияния индуцированного ею обратного потока. При подаче воздуха несколькими параллельными струями может происходить их взаимодействие, если параллельные струи направлены в одну сторону, то векторы скоростей складываются и общая скорость возрастает, если параллельные струи направлены навстречу друг другу, то результирующая скорость уменьшается.

Приточные струи могут быть изотермическими, когда температура воздуха в струе равна температуре воздуха помещения, или неизотермическими: охлажденными или нагретыми, когда температура воздуха в струе отличается от температуры воздуха помещения. Развитие приточных неизотермических струй происходит под влиянием инерционных и гравитационных сил, возникающих за счет разности плотности охлажденного и нагретого воздуха. В зависимости от соотношения сил изменяется траектория, дальнобойность струи, значения параметров воздуха на оси. Струи, выпущенные горизонтально или под углом к горизонтальной плоскости под влиянием гравитационных сил, отклоняются вниз, если они охлаждены, или вверх, если они нагреты. При вертикальной подаче нагретого воздуха сверху вниз компактные, конические и неполные веерные струи затормаживаются на некотором расстоянии от места выпуска.

Максимальная скорость движения и избыточная температура воздуха в струе наблюдаются на условных поверхностях максимальных параметров (ПМП). ПМП компактных струй представляет прямую линию, совпадающую с геометрической осью струи. ПМП веерных струй представляет плоскость, совпадающую с плоскостью, ограниченную углом раскрытия струи. ПМП конических струй представляет коническую поверхность, у которой образующая конуса является геометрической осью струи. ПМП плоской струи представляет плоскость, совпадающую с геометрической плоскостью симметрии струи. Скорость и избыточная температура воздуха уменьшаются к границам струи и по мере удаления от места истечения. Различают начальный и основной участок струи. При истечении из отверстий, закрытых жалюзи или перфорацией, до начального участка располагается участок формирования струи, образующийся в результате слияния отдельных струй, выходящих из пространства между жалюзи или из отверстий перфорации. Для начального участка характерно постоянство параметров воздуха на оси струи (максимальные значения скорости, избыточной температуры и концентрации газов). В основном участке максимальные значения параметров уменьшаются с увеличением расстояния от места выпуска струи, для него характерно подобие профилей скорости, избыточной температуры и концентрации газов в отдельных сечениях.

Основой расчета воздухораспределения в помещениях является теория свободных турбулентных струй, основоположником которой является Г. Н. Абрамович. Эта теория получила развитие в работах И. А. Шепелева [69]. Он использовал предположение об экспоненциальном законе распределения скорости и температуры в зоне турбулентного перемешивания струй независимо от их типа (формула Г. Рейхардта):

$$v_{x,y} = v_x e^{-0,5(y/cx)^2}; \qquad (4.1)$$

$$\Delta t_{x,y} = \Delta t_x e^{-0,5\sigma(y/cx)^2}, \qquad (4.2)$$

где v_{xy} — скорость движения воздуха в произвольной точке струи, заданной координатами x, y, м/с;

v_x — скорость движения воздуха в центре произвольного поперечного сечения струи на расстоянии x, м/с;

Δt_{xy} — избыточная температура в произвольной точке струи, заданной координатами x, y, °C;

Δt_x — избыточная температура в центре произвольного поперечного сечения струи на расстоянии x, °C;

x, y — координаты точки, м;

c — экспериментальная постоянная, среднее значение которой равно 0,082;

σ — экспериментальная постоянная, среднее значение которой равно 0,8.

И. А. Шепелев на основе законов сохранения количества движения и теплоты в свободной приточной струе получил аналитическим путем выражения для скорости и избыточной температуры на условных поверхностях максимальных параметров начального и основного участков компактной, плоской, веерной и конических струй.

Анализируя полученные выражения, И. А. Шепелев получил общие формулы для определения максимальных параметров воздуха на основном участке свободных компактных, веерных и конических струй:

— скорости воздуха, м/с:

$$\upsilon_x = \frac{m\upsilon_0\sqrt{A_o}}{x}; \tag{4.3}$$

— избыточной температуры на оси струи, °С:

$$\Delta t_x = \frac{n\Delta t_0\sqrt{A_o}}{x}; \tag{4.4}$$

и плоских струй:

— скорости воздуха, м/с:

$$\upsilon_x = \frac{m\upsilon_0\sqrt{b_o}}{\sqrt{x}}; \tag{4.5}$$

— избыточной температуры на оси струи, °С:

$$\Delta t_x = \frac{n\Delta t_0\sqrt{b_o}}{\sqrt{x}}, \tag{4.6}$$

где υ_0 — скорость выпуска воздуха или скорость на оси начального участка струи, м/с;

υ_x — скорость воздуха на оси основного участка струи на расстоянии x, м/с;

A_o — площадь сечения приточного отверстия, м^2;

x — расстояние по оси струи от места выпуска до рассматриваемого сечения, м;

Δt_0 — избыточная температура приточной струи (разность температуры воздуха в помещении и температуры приточного воздуха), °С;

Δt_x — избыточная температура на оси приточной струи на расстоянии x, °С;

b_0 — ширина отверстия для выпуска плоской струи, м;

m — аэродинамическая характеристика приточной струи;

n — тепловая характеристика приточной струи.

Выражения для аэродинамической и тепловой характеристики свободной струи представляют комплекс постоянных коэффициентов, учитывающих различие плотности и температуры приточного и окружающего воздуха, неравномерность распределения скорости воздуха по площади приточного отверстия. Формулы, полученные И. А. Шепелевым для различных типов свободной струи, представлены в таблице 4.1.

В формулах приняты следующие обозначения:

θ — коэффициент, учитывающий изменение плотности воздуха в зависимости от температуры:

$$\theta = \sqrt{\frac{273 + t_в}{273 + t_o}}, \tag{4.7}$$

где t_0 — температура приточной струи в начальном сечении, °С;

$t_в$ — температура окружающего воздуха на удалении от струи, °С;

φ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения скорости движения воздуха по площади приточного отверстия A:

$$\varphi = \left[\int_0^1 \left(\frac{\upsilon}{\upsilon_o}\right)^2 d\left(\frac{A}{A_o}\right) \right]^{0,5}. \tag{4.8}$$

Таблица 4.1. Аэродинамическая и тепловая характеристики приточной свободной струи [69]

Вид струи	Аэродинамическая характеристика m	Тепловая характеристика n
Компактная	$m = \frac{\theta\varphi}{c\sqrt{\pi}}$	$n = \frac{(1+\sigma)}{2c\sqrt{\pi}}\frac{\theta}{\varphi}$
Плоская	$m = \frac{\theta\varphi}{\sqrt{c\sqrt{\pi}}}$	$n = \sqrt{\frac{(1+\sigma)}{2c\sqrt{\pi}}\frac{\theta}{\varphi}}$
Веерная β — угол раскрытия струи в рад., для полной веерной β = 2π	$m = \frac{\theta\varphi}{\sqrt{c\beta\sqrt{\pi}}}$	$n = \sqrt{\frac{(1+\sigma)}{2c\sqrt{\pi}}\frac{\theta}{\varphi}\frac{1}{\sqrt{\beta}}}$
Коническая α — угол между образующей конуса и вертикалью	$m = \frac{\theta\varphi}{\sqrt{2\pi c \sin\alpha\sqrt{\pi}}}$	$n = \sqrt{\frac{(1+\sigma)}{4\pi c \sin\alpha\sqrt{\pi}}}\frac{\theta}{\varphi}$

И. А. Шепелев ввел понятие кинематической и тепловой дальнобойности струи, например для компактных и веерных струй:

$$X_{\upsilon_{мин}} = \frac{m\upsilon_0\sqrt{A_o}}{\upsilon_{мин}}, \tag{4.9}$$

$$X_{\Delta t_{мин}} = \frac{n\Delta t_0\sqrt{A_o}}{\Delta t_{мин}}. \tag{4.10}$$

Под дальнобойностью струи понимают расстояние от места выпуска струи до точек на оси струи, где будут достигнуты минимальные заданные значения скорости воздуха или избыточной температуры, т. е. расстояния, на которых кончается осязаемая струя. В зарубежной практике принято принимать дальнобойность струи по нормируемому значению подвижности воздуха в помещении: в европейских странах — 0,2 м/с, в США — 0,25 м/с.

Известно, что свободные нагретые или охлажденные струи под действием архимедовых сил всплывают или тонут в окружающем воздухе, вследствие чего их траектория изменяется. Эти же силы вызывают отрыв охлажденной струи от потолка и нагретой от пола. При вертикальной подаче воздуха при действии инерционных сил навстречу гравитационным силам происходит торможение струи, а при совпадении их увеличивается дальнобойность струи. В. В. Батуриным установлено, что характер направления искривления неизотермической струи определяется критерием Архимеда, который определяет соотношение инерционных и гравитационных сил. В начальном сечении струи критерий Архимеда определяют по формуле:

$$Ar_0 = \frac{g d_o \Delta t_0}{\upsilon_0^2 (273 + t_в)}, \tag{4.11}$$

где g — ускорение свободного падения, м/с²,

d_0 — характерный линейный размер (диаметр круглого отверстия, эквивалентный диаметр прямоугольного отверстия или ширина (высота) плоского отверстия, м.

Значение критерия Архимеда в сечении струи возрастает по мере удаления от выпускного отверстия. Текущее значение критерия Архимеда определяют по формуле:

$$Ar_x = \frac{gx\Delta t_x}{\upsilon_x^2(273 + t_в)}. \qquad (4.12)$$

Рассматривая неизотермические струи, которые И. А. Шепелев назвал воздушными фонтанами, он получил уравнение изогнутой оси компактного фонтана нагретого воздуха, истекающего под углом к горизонту (рисунок 4.6):

$$y = xtg\beta \pm \frac{ng\Delta t_0}{3m^2(273 + t_в)\upsilon_0^2\sqrt{A_0}}\frac{x^3}{\cos^3\beta} = xtg\beta \pm \frac{1}{3H^2}\frac{x^3}{\cos^3\beta}. \qquad (4.13)$$

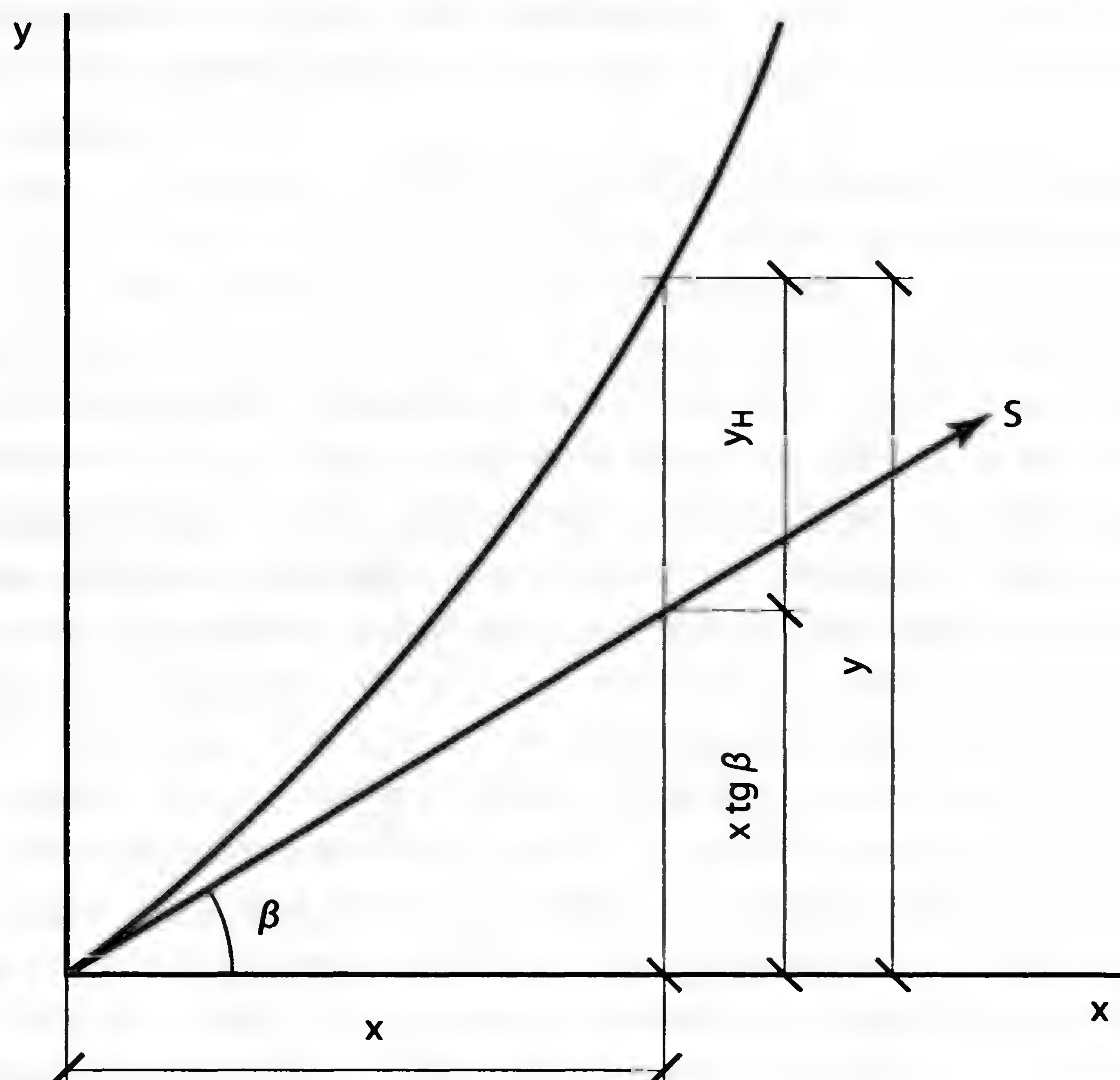


Рисунок 4.6. Компактная неизотермическая струя, выпущенная под углом β к плоскости горизонта

Комплекс величин H, определяемых начальными условиями истечения приточной струи, И. А. Шепелев назвал геометрической характеристикой струи. Это линейный размер, позволяющий определять характерные размеры неизотермической струи, включая отклонение нагретой или охлажденной струи от ее оси, расстояние отрыва настилающейся струи и т.д.

Геометрическую характеристику для компактной, конической и веерной струй определяют по формуле:

$$H = \frac{m\upsilon_0\sqrt{(273 + t_в)}\sqrt[4]{A_0}}{\sqrt{ng\Delta t_o}} = 5{,}45\frac{m\upsilon_0\sqrt[4]{A_0}}{\sqrt{n\Delta t_o}}; \qquad (4.14)$$

для плоской струи:

$$H = 9{,}6\sqrt[3]{b_o\frac{(m\upsilon_o)^4}{(n\Delta t_0)^2}}. \qquad (4.15)$$

Текущий критерий Архимеда связан с геометрической характеристикой струи соотношением:

— для компактных, конических и веерных струй:

$$Ar_x = 1{,}2\left(\frac{x}{H}\right)^2; \tag{4.16}$$

— для плоских струй:

$$Ar_x = \sqrt{\left(\frac{x}{H}\right)^3}. \tag{4.17}$$

В системах кондиционирования воздуха при подаче струи охлажденного воздуха в горизонтальном направлении вдоль поверхности потолка или подаче струи нагретого воздуха вдоль пола струя будет настилаться на поверхность и развиваться вдоль нее до определенного сечения, в котором под действием гравитационных сил будет происходить отрыв струи. Расстояние от точки выпуска струи до места отрыва ее от потолка $x_{отр}$ при горизонтальном выпуске струи и ее настилании на потолок составляет:

— для компактных и неполных веерных струй $x_{отр} = 0{,}5H$;

— для плоских и веерных струй $x_{отр} = 0{,}4H$.

При вертикальной подаче нагретого воздуха сверху вниз компактные, конические и неполные веерные струи затормаживаются на расстоянии $x = 0{,}5H$, плоские — на расстоянии $x = 0{,}8H$.

При выпуске воздуха через отверстия, закрытые решетками, перфорированными листами и тому подобными устройствами, на участке формирования струи условия подтекания окружающего воздуха к центральным струйкам затруднены, в результате чего возникает разряжение. Из-за разности статических давлений на участке формирования создается импульс внешних сил, направленных навстречу потоку и вызывающий потерю количества движения в нем. Потерю количества движения на участке формирования затененной струи учитывают коэффициентом i, равным отношению количества движения в сформировавшейся струе к начальному количеству движения. Современные воздухораспределители образуют закрученные струи, обладающие повышенной эжектирующей способностью и быстрым затуханием скорости и избыточной температуры в струе. Особенностью закрученной струи является наличие у вектора скорости наряду с осевыми или радиальными составляющими еще тангенциальной составляющей, перпендикулярной к радиусу поперечного сечения. Аналитический расчет закрученных струй сложен, так как требует определения пульсационных составляющих скорости, возникающих вследствие турбулизации потока, а также экспериментального определения значительного числа констант, поэтому в инженерных расчетах воздухораспределения затененными и закрученными струями используют формулы для расчета компактных струй, а аэродинамический и тепловой коэффициенты таких струй определяют экспериментально.

В зарубежной практике [81, 84] используют выражения, подобные 4.3, для определения в инженерных расчетах максимальной скорости воздуха, например на участке 3 изотермической струи [84]. Участок 3 называют участком установившегося турбулентного потока, в пределах него максимальная осевая скорость изменяется обратно пропорционально расстоянию от приточного отверстия. Максимальную скорость на оси струи в пределах участка 3 определяют по формулам:

$$\upsilon_x = K\upsilon_0 \frac{d_0}{x} = K' \frac{\upsilon_0\sqrt{A_o}}{x}, \tag{4.18}$$

где K, K' — коэффициенты скорости, аналог аэродинамической характеристики приточной струи m, $K' = 1{,}13K$.

Теоретическое значение коэффициента скорости определяют по формуле:

$$K = \frac{1{,}5}{c_b}\sqrt{\frac{i}{\varepsilon}}, \tag{4.19}$$

где i — коэффициент импульса;

ε — коэффициент сжатия струи, учитывает неравномерность скорости в начальном сечении;

c_b — постоянная турбулентности, равна 0,2–0,3 в зависимости от типа воздухораспределителя.

Для настилающейся струи коэффициент скорости определяют по формуле:

$$K_{наст} = \sqrt{2}K. \tag{4.20}$$

Дальнобойность струи определяют по формуле:

$$X_{\upsilon_{мин}} = \frac{K'L}{\upsilon_{мин}\sqrt{A_o}}, \tag{4.21}$$

где L — расход воздуха через воздухораспределитель, м³/с.

Максимальная дальнобойность $X_{0,25}$ обычно определяется как расстояние, где скорость на оси струи приобретает значение 0,25 м/с.

Для описания профиля скорости и температуры в пограничном слое турбулентной струи некоторые исследователи используют выражения, отличные от формулы Г. Рейхардта, например формулу Г. Шлихтинга:

$$\upsilon_{x,y} = \upsilon_x \left[1 - \left(\frac{y}{0,3x}\right)^{1,5}\right]^2. \tag{4.22}$$

Для определения отклонения неизотермической приточной струи от ее оси и расстояния отрыва струи используют подобные выражения, отличающиеся только значениями эмпирических коэффициентов и коэффициента скорости, например расстояние отрыва веерной настилающейся струи от потолка определяют по формуле:

$$x_{отр} = 3,5\frac{K^{1,5}\upsilon_0\sqrt[4]{A_0}}{\sqrt{\Delta t_o}}. \tag{4.23}$$

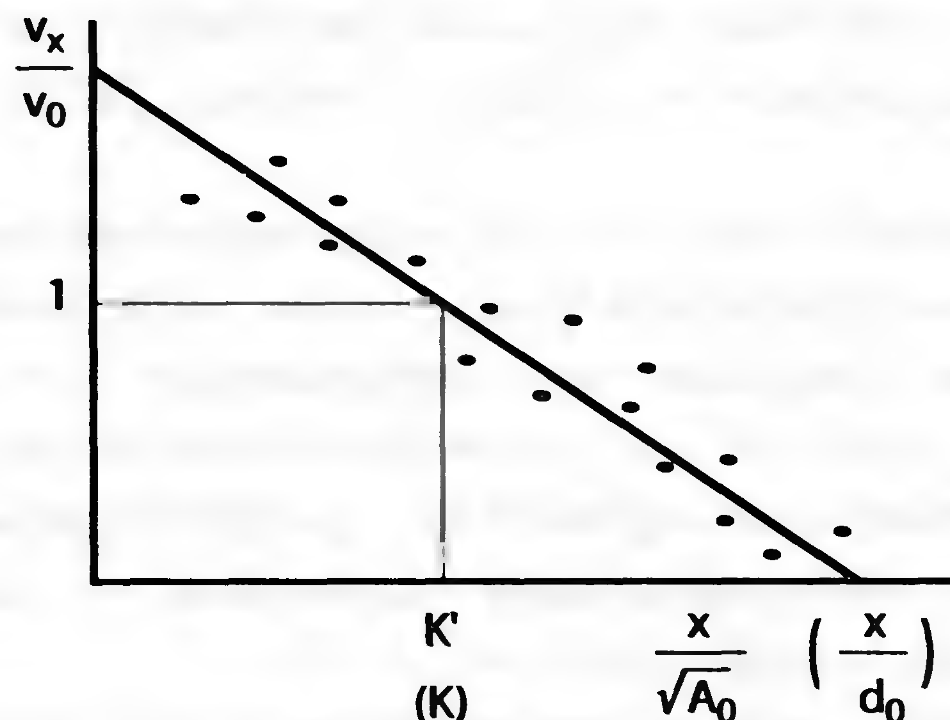


Рисунок 4.7. Определение коэффициента скорости по данным эксперимента

Практически коэффициент скорости конкретного типа и типоразмера воздухораспределителя определяют на основе обработки результатов его испытаний. Измеряют скорость в начальном сечении и скорость воздуха на оси струи в различных сечениях на расстоянии x от места выпуска струи. Результаты измерений представляют в графическом виде в виде зависимости относительной скорости воздуха υ_x/υ_0 от отношения $x/\sqrt{A_0}$ или x/d_0. Полученную зависимость аппроксимируют прямой линией с углом наклона 45°. Определяют на полученной прямой значение $x/\sqrt{A_0}$, при кото-

ром $^{\upsilon_x}/_{\upsilon_0} = 1$. Это и будет значение коэффициента скорости данного типоразмера соответствующего типа воздухораспределителя (рисунок 4.7).

Рекомендуемые значения коэффициентов скорости *K* и *K'* для определенных типов воздухораспределителей (ASHRAE), полученные экспериментально [84], представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2. Рекомендуемые значения коэффициентов скорости *K* и *K'* для третьего участка струи

Тип отверстия	Коэффициенты скорости			
	K		K'	
	υ_0 = 2,5–5, м/с	υ_0 = 10–50, м/с	υ_0 = 2,5–5, м/с	υ_0 = 10–50, м/с
Свободные отверстия:				
круглое или квадратное;	5	6,2	5,7	7
прямоугольное с большим отношением сторон (<40);	4,3	5,3	4,9	6
кольцевые щели осевые или радиальные*	–	–	3,9	4,8
Решетки и сетки (живое сечение 40% и более)	4,1	5,0	4,7	5,7
Перфорированные панели:				
живое сечение от 3 до 5%;	2,7	3,3	3	3,7
живое сечение от 10 до 20%	3,5	4,3	4	4,9

* Для радиальных щелей вместо $^{x}/_{\sqrt{A_0}}$ необходимо применять выражение $^{x}/_{d_0}$

Таким образом, описание качественной картины формирования приточной струи не отличается в отечественных и зарубежных инженерных методах расчета воздухораспределения, так как основано на основополагающих законах сохранения количества движения и количества теплоты, а также сходных упрощающих предпосылках. Отличие состоит в способах описания профиля скорости и температуры воздуха и значениях аэродинамических и тепловых характеристик струи, полученных аналитическим путем. Так как самым точным способом определения характеристик струи остается экспериментальный путь, то использование инженерных методик расчета, основанных на данных испытания воздухораспределителей, представляется на сегодняшний день наиболее приемлемым, в том числе разработанных ведущими фирмами-производителями сетевого оборудования для систем кондиционирования воздуха, такими как TROX, HALTON, SYSTEMAIR, IMP KLIMA.

Отечественные инженерные методики расчета воздухораспределения также основаны на использовании аэродинамических и тепловых характеристик, определенных экспериментальным путем при испытании конкретных типов воздухораспределителей. Для современных типов воздухораспределителей, выпускаемых АРКТОС, они также получены экспериментально. Отечественные методики расчета воздухораспределения, кроме того, предусматривают учет условий распространения струи в помещении ограниченного объема, взаимодействия струй и их неизотермичности путем введения соответствующих коэффициентов [13, 17].

Максимальные параметры воздуха на основном участке струи определяют по следующим формулам:

а) для компактных, веерных и конических струй:

— скорость воздуха, м/с:

$$\upsilon_x = \frac{m\upsilon_0\sqrt{A_o}}{x} K_{ст} K_{вз} K_{из}; \tag{4.24}$$

— разность температуры воздуха в помещении и на оси струи:

$$\Delta t_x = \frac{n\Delta t_0\sqrt{A_o}}{x} \frac{k_{вз}}{k_{из} k_{ст}}; \tag{4.25}$$

б) для плоских струй:

— скорость воздуха, м/с:

$$\upsilon_x = \frac{m\upsilon_0\sqrt{b_o}}{\sqrt{x}} K_{cm} K_{вз} K_{из}; \tag{4.26}$$

— разность температуры воздуха в помещении и на оси струи:

$$\Delta t_x = \frac{n\Delta t_0\sqrt{b_o}}{\sqrt{x}} \frac{k_{вз}}{k_{из} k_{cm}}, \tag{4.27}$$

где K_{cm}, $K_{вз}$, $K_{из}$ — соответственно коэффициенты стеснения, взаимодействия и неизотермичности.

Коэффициент стеснения определяют по графику на рисунке 4.8 в зависимости от параметра $\bar{x} = \frac{x}{m\sqrt{A_n}}$ для компактных, неполных веерных и конических струй, параметра $\bar{x} = \frac{\sqrt{x}}{m\sqrt{H_n}}$ для плоских горизонтальных струй и $\bar{x} = \frac{\sqrt{x}}{m\sqrt{B_n}}$ для плоских вертикальных струй, где:

A_n — площадь помещения, перпендикулярная потоку воздуха, приходящаяся на один воздухораспределитель, м^2;

H_n — высота помещения, м;

B_n — ширина помещения, м.

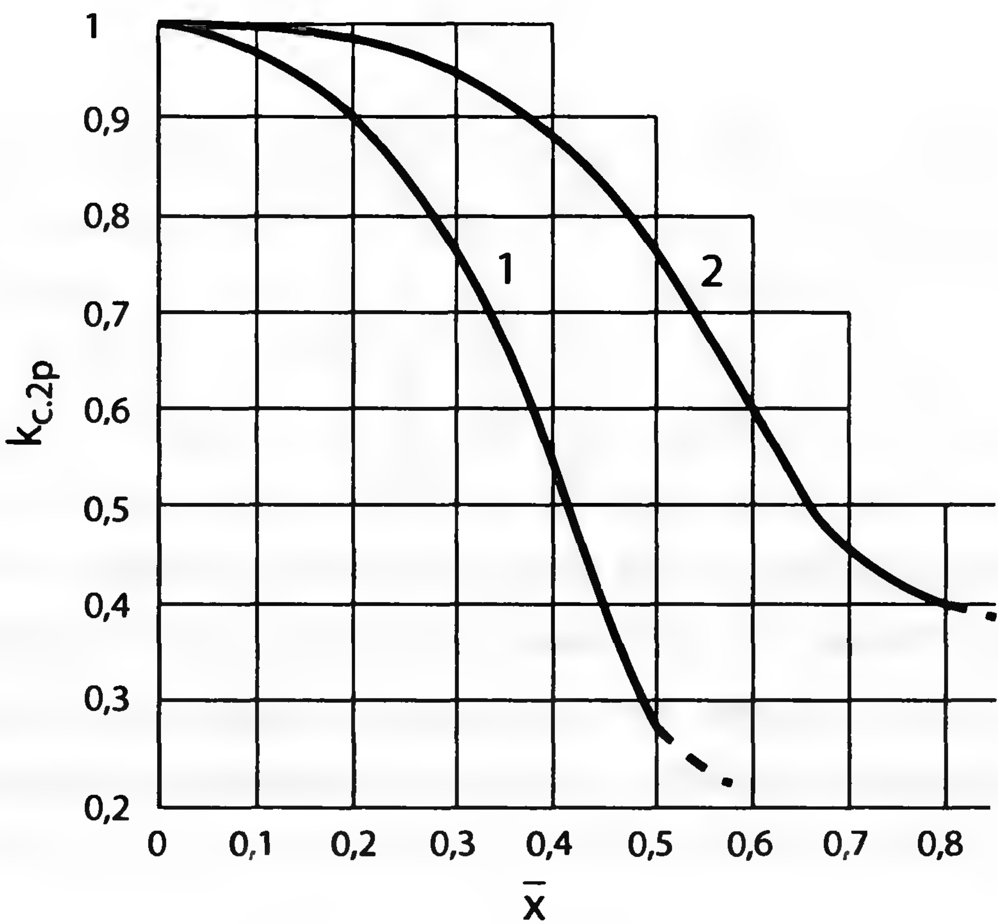


Рисунок 4.8. Коэффициент $k_{с.гр}$ для учета стеснения приточных струй:

1 — для компактных, неполных веерных и конических струй; 2 — для плоских струй

Коэффициент взаимодействия $K_{вз}$ зависит от расстояния между струями $2l$, их количества и принимается по таблице 4.3.

Таблица 4.3. Коэффициент взаимодействия струй

Число струй	Коэффициент $K_{вз}$ при x/ℓ (ℓ — половина расстояния между струями)							
	10	20	30	40	50	60	80	100
2	1	1,15	1,3	1,35	1,35	1,4	1,4	1,4
3	1	1,2	1,4	1,55	1,6	1,7	1,7	1,7
4	1	1,2	1,5	1,65	1,8	1,8	1,9	2,0
5	1	1,2	1,5	1,7	1,9	2,0	2,1	2,1

Не следует учитывать взаимодействие струй при сосредоточенной подаче воздуха, когда воздухораспределители расположены относительно равномерно и подпитка струи идет встречным потоком, приводящим к уменьшению скорости воздуха в каждой струе, учитываемому коэффициентом стеснения $K_{ст}$. Не следует учитывать взаимодействие и тогда, когда воздуховыпускные устройства (диффузоры, решетки и другие воздухораспределители) располагаются равномерно по потолку.

Коэффициент неизотермичности определяют по формулам:

а) при вертикальной подаче воздуха сверху вниз:

— для компактных и конических струй

$$K_{из} = \sqrt[3]{1 \pm 3\left(\frac{x}{H}\right)^2}; \qquad (4.28)$$

— для неполных веерных струй

$$K_{из} = \sqrt[3]{1 \pm 1{,}5\left(\frac{x}{H}\right)^2}; \qquad (4.29)$$

— для плоских струй

$$K_{из} = \sqrt[3]{1 \pm 2\left(\frac{x}{H}\right)^3}; \qquad (4.30)$$

б) при горизонтальной подаче воздуха не настилающимися струями:

— для компактных струй

$$K_{из} = \sqrt{1 \pm \left(\frac{x}{H}\right)^4}; \qquad (4.31)$$

— для плоских струй

$$K_{из} = \sqrt{1 \pm \left(\frac{x}{H}\right)^3}. \qquad (4.32)$$

Знак «–» принимают при подаче нагретого воздуха, «+» — при подаче охлажденного воздуха;

в) при горизонтальной подаче охлажденного воздуха настилающимися струями величину $K_{из}$ принимают равной 1, при подаче нагретого воздуха определяют по формулам 4.28–4.30, где x — сумма расстояний по горизонтали и вертикали от воздухораспределителя до границы обслуживаемой зоны.

Коэффициент воздухообмена

Неравномерность параметров воздуха по высоте помещения оценивают значением коэффициента воздухообмена по теплоте k_t, который вводится в формулы 3.25 и 3.26 для определения количества приточного воздуха с целью замены неизвестного значения температуры удаляемого воздуха нормируемым значением температуры обслуживаемой или рабочей зоны. Он представляет отношение разности температур удаляемого и приточного воздуха к разности температур воздуха обслуживаемой зоны и приточного воздуха:

$$k_t = \frac{t_y - t_n}{t_{оз} - t_n}. \qquad (4.33)$$

Ранее этот безразмерный комплекс назывался коэффициентом эффективности воздухообмена, так как предполагали, что чем выше его значение, тем меньше воздухообмен. Однако эффективность организации воздухообмена нельзя оценивать только с помощью этого показателя.

В Европе при определении воздухообмена на удаление вредностей, к которым относят вредные газы, избыточную влагу и запахи, принято использовать понятие «эффективность вентиляции», которое аналогично понятию «коэффициент воздухообмена» по вредным газам, определяемому по формуле [88]:

$$k_c = \frac{q_y - q_n}{q_{оз} - q_n}, \tag{4.34}$$

где $q_{оз}$ — концентрация вредного газа (для жилых и гражданских зданий углекислого газа) в воздухе обслуживаемой или рабочей зоны помещения, г/м^3;

q_n — концентрация вредного газа в приточном воздухе, г/м^3;

q_y — концентрация вредного газа в воздухе, удаляемом из помещения за пределами обслуживаемой или рабочей зоны, г/м^3.

Для равномерно-распределенных источников загрязнений, которые одновременно являются источниками теплоты, что характерно обычно для жилых и гражданских зданий, можно допустить равенство коэффициентов воздухообмена по теплоте и вредным газам (это отмечено в нормативных документах ASHRAE):

$$k_t = k_c$$

Коэффициент воздухообмена (эффективность вентиляции) зависит от способа распределения воздуха, размещения источников теплоты и вредностей в объеме помещения, от вида вредностей; он также является функцией рабочей разности температур (разность между температурой внутреннего и приточного воздуха) и расхода приточного воздуха. Точное значение этого коэффициента может быть определено для конкретного помещения экспериментальным путем или на основе численного моделирования при решении внутренней задачи воздушного режима помещения — определения распределения параметров воздуха по всему объему помещения, включая обслуживаемую зону. При решении инженерных задач используют значения коэффициента воздухообмена, определяемые аналитически на основе приближенных математических моделей, отражающих физическую модель движения воздуха в общих чертах, или на основе рекомендаций, обобщающих данные экспериментальных исследований для помещений определенного назначения и технологии.

Коэффициент воздухообмена по теплоте может быть определен по зависимостям, полученным Позиным Г. М. [42] на основе разработанной приближенной математической модели тепловоздушных процессов в вентилируемых помещениях производственных зданий, для разных способов подачи воздуха. Значение k_t при подаче воздуха непосредственно в рабочую зону превышает единицу [42], при вертикальной подаче воздуха из верхней в рабочую зону и при размещении вытяжных отверстий вне струи коэффициент эффективности $k_t > 1$, но меньше, чем при подаче в рабочую зону. При подаче воздуха настилающимися на потолок струями $k_t \leq 1$, причем он меньше единицы, когда вытяжные отверстия размещены в потолке и часть приточного воздуха удаляется из помещения, не достигнув рабочей зоны. При подаче воздуха наклонными струями коэффициент воздухообмена изменяется в широком диапазоне, что свидетельствует о значительных возможностях регулирования параметров в процессе эксплуатации.

Ориентировочно коэффициент воздухообмена для гражданских зданий с незначительными избытками явной теплоты может быть определен из таблицы 4.4 [13] или из таблицы 4.5 [88].

Таблица 4.4. Коэффициенты воздухообмена для помещений с незначительными избытками явной теплоты

Способ подачи воздуха	Коэффициент воздухообмена k_t при кратности воздухообмена			
	3	5	10	15 и более
	Подача охлажденного воздуха ($t_п - t_{оз} \le 0$)			
Непосредственно в обслуживаемую зону (ОЗ)	1,3	1,2	1,05	1,0
Наклонными струями в направлении обслуживаемой зоны с высоты менее 4 м	1,15	1,1	1	1
Сосредоточенно выше ОЗ	0,95	1	1	1
Сверху вниз настилающимися струями	0,95	1	1	1
То же коническими	1,05	1	1	1
То же плоскими	1,1	1,05	1	1

Таблица 4.5. Коэффициент эффективности вентиляции (таблица F.1 Европейского стандарта по вентиляции CR 1752)

Перемешивающая вентиляция				Вытесняющая вентиляция	
«Сверху–вверх»		«Сверху–вниз»		«Снизу–вверх»	
Разность температур приточного и внутреннего воздуха $t_п - t_{оз}$, °С	Коэффициент эффективности вентиляции	Разность температур приточного и внутреннего воздуха $t_п - t_{оз}$, °С	Коэффициент эффективности вентиляции	Разность температур приточного и внутреннего воздуха $t_п - t_{оз}$, °С	Коэффициент эффективности вентиляции
<0	0,9–1,0	<–5	0,9	<0	1,2–1,4
0–2	0,9	–5–0	0,9–1,0	0–2	0,7–0,9
2–5	0,8	>0	1,0	>2	0,2–0,7
>5	0,4–0,7				

Позиным Г. М. и Гримитлиным А. М. [18] получено выражение для определения коэффициента воздухообмена при подаче воздуха в рабочую зону слабо изотермической веерной струей, что характерно для способа вытесняющей вентиляции:

$$k_t = (1 + \frac{Q_{вз}}{Q_{рз}}) \cdot A, \quad (4.35)$$

где $Q_{из}$, $Q_{оз}$ — избыточные явные теплопоступления соответственно в верхнюю зону и в обслуживаемую зону помещения, Вт;

A — коэффициент, определяемый в зависимости от величины расхода приточного воздуха, рабочей разности температур, размеров воздухораспределителя, удельных избыточных явных теплопоступлений.

На основе анализа полученного выражения и примера расчета можно сделать вывод, что при слабо изотермической струе (рабочая разность температур 1–2°С) значение коэффициента A близко к единице и коэффициент воздухообмена определяется отношением величины избыточных теплопоступлений в верхнюю и обслуживаемую зону.

Доля конвективных теплопоступлений в обслуживаемой зоне от общих теплопоступлений является определяющим параметром в инженерной методике расчета расхода приточного воздуха и температуры удаляемого воздуха, принятой в Европе при расчете вытесняющей вентиляции и распределении воздуха из-под пола. На этапе проектирования и эксплуатации стоит задача определить значение воздухообмена в соответствии с величиной избытков теплоты в помещении и их распределением между обслуживаемой и верхней зоной.

Воздухораспределители

Устройствами, формирующими струю, служат воздухораспределители, конструкция которых определяет форму и направление распространения струи. При организации воздухообмена в помещении важно иметь информацию о типах воздухораспределительных устройств, их особенностях и видах получаемых струй. В настоящее время имеется большой выбор воздухораспределителей, которые наряду с эстетической функцией выполняют основную функцию обеспечения комфортных условий в помещении и экономии энергии.

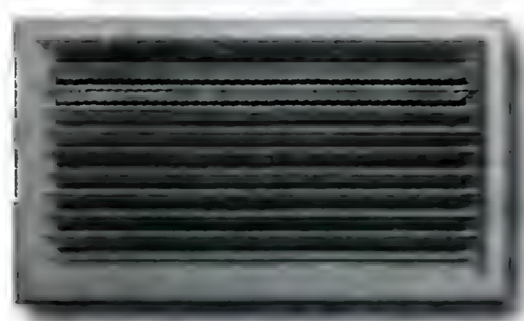
Воздухораспределительные устройства для перемешивающей вентиляции наиболее распространены в системах вентиляции и кондиционирования воздуха. Рассмотрим основные типы воздухораспределителей на примере устройств, выпускаемых компанией IMP KLIMA [23].

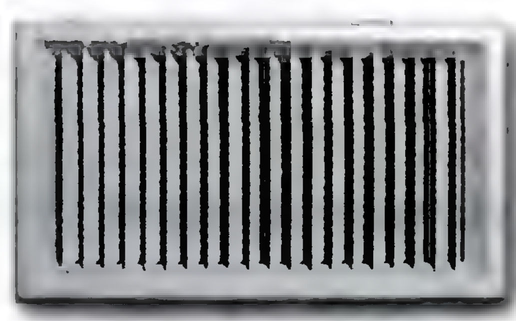
Воздухораспределители для перемешивающей вентиляции

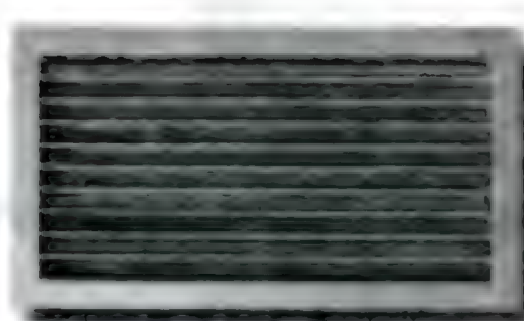
Вентиляционные решетки

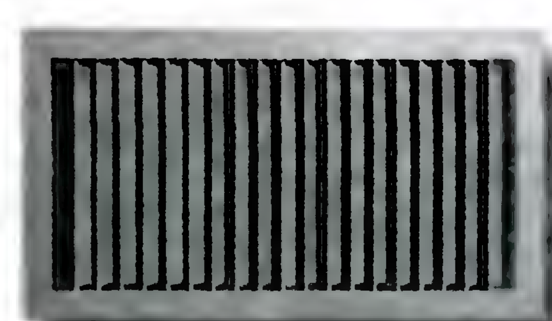
Вентиляционные решетки используются в системах вентиляции, воздушного отопления и кондиционирования воздуха для подачи и удаления воздуха в помещения, в которых необходимо регулировать расход приточного воздуха, длину выброса струи и направление подачи воздуха. Их устанавливают в помещениях высотой до 3 м. Вентиляционные решетки изготавливают из стали или алюминия, они могут иметь неподвижные или индивидуально регулируемые вертикальные или горизонтальные жалюзи, а также вертикальные и горизонтальные жалюзи одновременно. Вентиляционные решетки обычного типа устанавливают вертикально в стене или на воздуховоде, есть вентиляционные решетки, предназначенные для установки на круглых воздуховодах, а также для установки на потолке с раздачей воздуха в нескольких направлениях: одном, двух, трех и четырех. Вентиляционные решетки применяются для подачи воздуха в верхнюю зону компактными или неполными веерными настилающимися или свободными струями, горизонтальными или наклонными, а также в обслуживаемую зону при распределении воздуха из-под пола. Чтобы получить настилающуюся струю, вентиляционные приточные решетки размещают на стене помещения близко к потолку на расстоянии меньшем или равном 0,3 м от потолка. При подаче охлажденного воздуха струя будет настилаться на потолок. Это позволяет увеличить путь охлажденной струи до рабочей или обслуживаемой зоны и тем самым задавать более низкое значение температуры приточного воздуха. Для вентиляционных решеток при подаче воздуха в верхнюю зону следует принимать значение рабочей разности температур в диапазоне 3–5°С, максимальное значение — 7°С, при подаче воздуха непосредственно в рабочую зону эта величина должна быть снижена до 1–3°С.

В процессе наладки систем вентиляции и кондиционирования воздуха требуемые параметры воздуха в помещении обеспечиваются путем изменения расхода воздуха до достижения проектного значения. В комплекте с решетками поставляют регуляторы для изменения направления подачи воздуха и расхода воздуха (рисунок 4.9). При изменении расхода воздуха изменяется скорость выпуска воздуха в струе и ее дальнобойность. Регуляторы изготавливают из листовой стали, для защиты от коррозии покрывают водоэмульсионной черной краской.


JR-1


JR-2


JR-5


JR-6

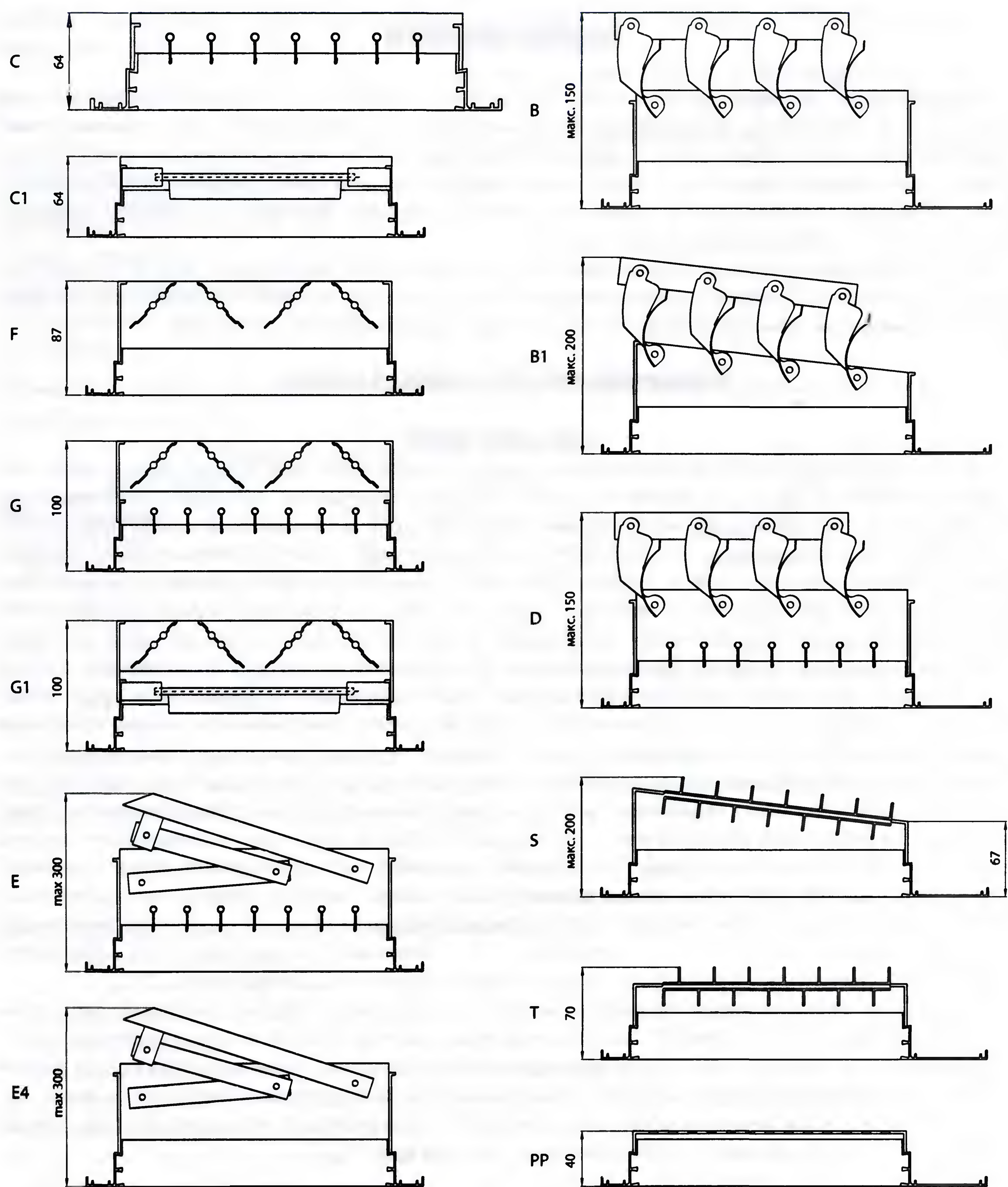


Рисунок 4.9. Регуляторы для вентиляционных решеток

Регуляторы C и C1 имеют пластины, расположенные перпендикулярно пластинам основной решетки. Используются для изменения угла выпуска воздуха в двух направлениях.

Регулятор F, употребляемый чаще всего, включает в себя поворотные оппозитные алюминиевые створки, настраиваемые по центру с помощью отвертки и используемые для регулирования расхода воздуха.

Регуляторы G и G1 являются комбинацией двух регуляторов — C+F=G и C1+F=G1. Они используются для регулирования расхода воздуха и изменения угла выпуска воздуха в двух направлениях.

Регулятор E имеет пластины, расположенные перпендикулярно пластинам основной решетки. Над пластинами расположена поворотная заслонка. Используется для равномерного распределения потока воздуха на выходе из воздуховода, регулирования его количества, изменения направления выпуска воздуха.

Регулятор E4 имеет только поворотную заслонку. Используется для равномерного распределения потока воздуха на выходе из воздуховода при входе его в решетку, регулирования количества воздуха.

Регулятор B имеет только направляющие створки. Он используется для равномерного распределения потока воздуха на выходе из воздуховода и регулирования его количества.

Регулятор B1 имеет только направляющие створки, расположенные по наклонной плоскости. Он используется для равномерного распределения потока воздуха на выходе из воздуховода для длинных решеток, регулирования количества воздуха.

Пластины регулятора D расположены перпендикулярно пластинам основной решетки, а направляющие створки расположены перпендикулярно пластинам регулятора. Он используется для изменения направления потока воздуха на выходе из воздуховода, регулирования его количества, изменения направления выпуска воздуха.

Регулятор S имеет фиксированные направляющие, расположенные по наклонной плоскости с открывающимися и закрывающимися отверстиями. Он используется для равномерного распределения потока воздуха на выходе из воздуховода для длинных решеток, регулирования его количества.

Регулятор T имеет фиксированные направляющие, расположенные горизонтально, с открывающимися и закрывающимися отверстиями. Он используется для равномерного распределения потока воздуха на выходе из воздуховода, регулирования его количества.

Регулятор PP представляет панель из перфорированной листовой стали (35%), которая используется для разделения потока воздуха на мелкие струйки. Его недостаток — повышенный уровень шума.

Управление регуляторами осуществляется вручную согласно рисунку 4.10.

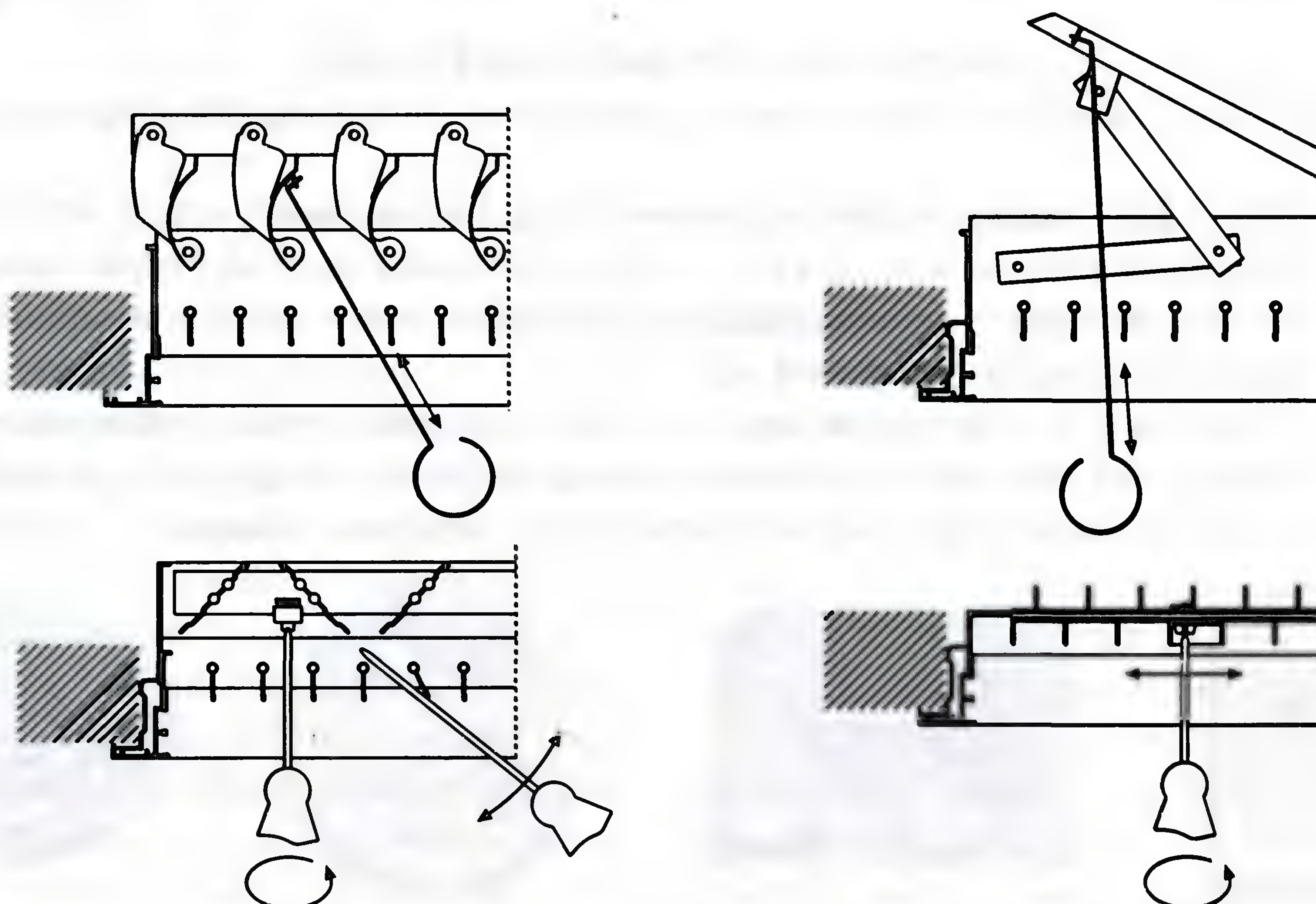


Рисунок 4.10. Способы управления регуляторами

Вентиляционные вентили



PV-1



PV-2

Вентиляционные вентили (PV-1, PV-2) используются для удаления и подачи воздуха в помещениях с малыми значениями расхода приточного и удаляемого воздуха, когда необходимо его регулирование, например в ванных комнатах, санузлах, подобных помещениях. Вентиляционный вентиль представляет собой фиксированный обруч в форме диффузора с регулируемым центральным диском для открытия и закрытия вентиля. Диск может быть плоский или выпуклой формы для удаления воздуха (PV-1), конусной вогнутой формы для притока воздуха (PV-2), чтобы обеспечить хорошие условия обтекания потоком приточного воздуха. Диск вкручивается на определенное число оборотов, чтобы уменьшить площадь живого сечения кольцевого отверстия по сравнению с максимальной величиной, обеспечивающей расчетный расход воздуха в помещение. Вентиляционные вентили устанавливаются на потолке или на стене. При истечении формируются струи от полной веерной, настилающейся на потолок, до практически компактной. Значение рабочей разности температур — в диапазоне 2–3°С.

Диффузоры

Диффузоры изготавливают из листовой стали, алюминия или пластмассы. Благодаря высокой эжекционной способности они позволяют распределять воздух при больших значениях рабочей разности температур по сравнению с вентиляционными решетками — 4–6°С, максимальное значение — 8°С. При значительной пропускной способности создают небольшой уровень шума.

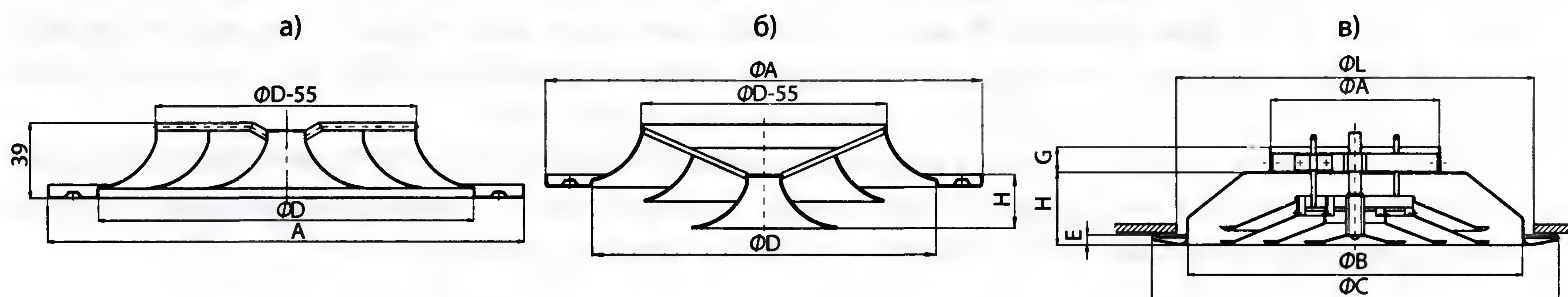
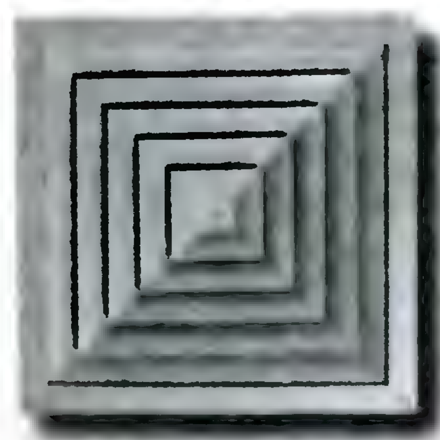


Рисунок 4.11. Профили диффузоров:

а) фиксированные в одной плоскости; б) фиксированные в разных плоскостях; в) подвижные перемещаемые вдоль оси

В комплекте с диффузором поставляют регуляторы для изменения расхода воздуха через диффузор, а следовательно, и скорости воздуха в струе и ее дальнобойности. Регуляторы изготавливают из листовой стали, для защиты от коррозии покрывают водоэмульсионной черной краской. Они могут быть разной конструкции (рисунок 4.12).

Регулятор J2 включает в себя две независимо настраиваемые поворотные заслонки. Он используется для изменения направления потока и регулирования расхода воздуха через диффузор. Возможно крепление круглого диффузора к встроенной траверсе по центру.



KD-1



KD-2



OD-1



OD-2

Регулятор J3 включает в себя две одновременно настраиваемые поворотные заслонки. Используется для изменения направления потока и регулирования расхода воздуха через диффузор. В его конструкции отсутствует возможность крепления к диффузору по центру, поэтому регулятор устанавливается отдельно от диффузора.

Регулятор N включает в себя поворотную заслонку и параллельные каплеобразные створки-пластины. Используется только для равномерного распределения воздушного потока. Устанавливается отдельно от диффузора.

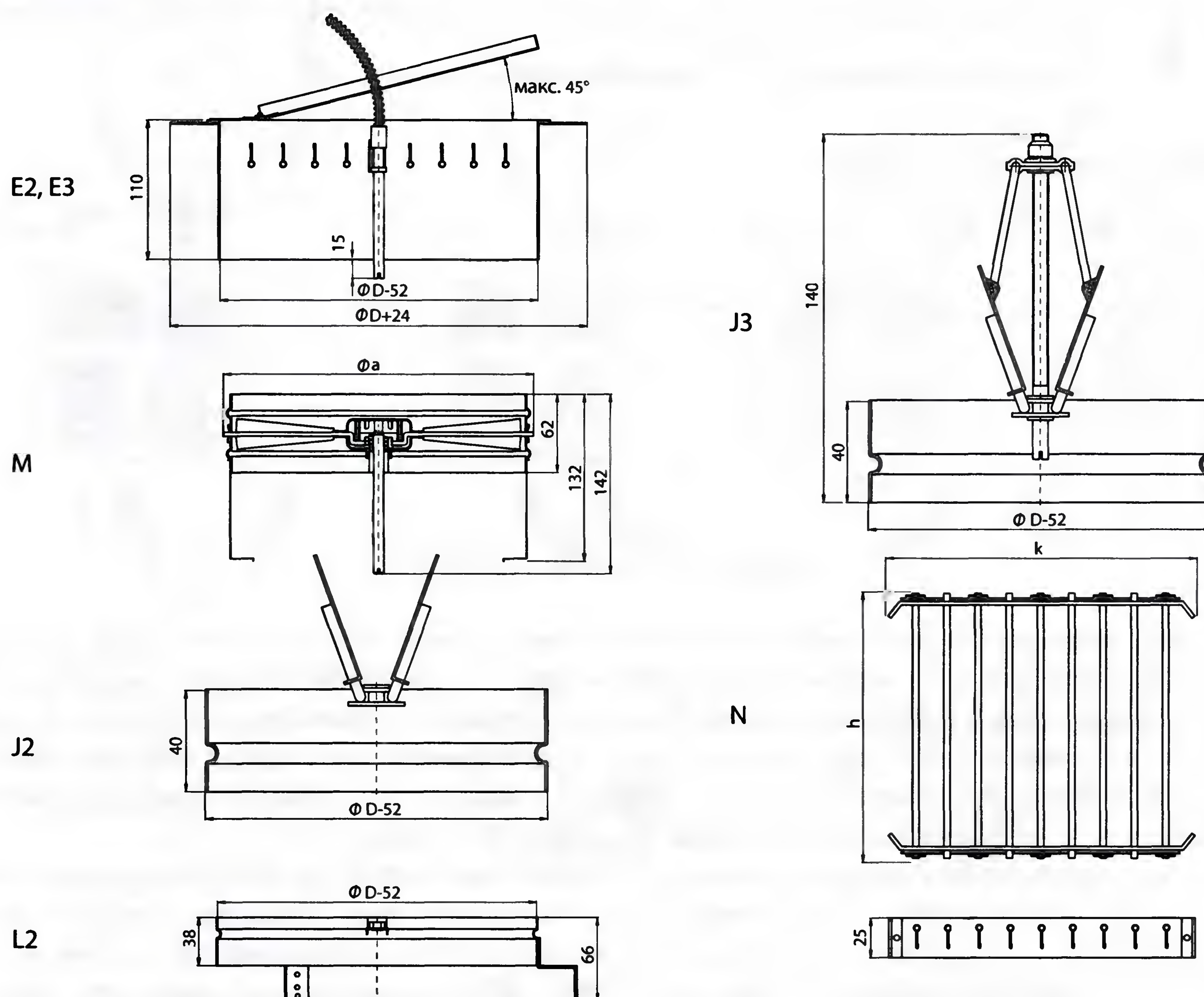


Рисунок 4.12. Регуляторы для диффузоров

Панельные диффузоры

Панельные диффузоры устанавливают в подвесные потолки с размерами ячеек, соответствующих размерам панелей, которые являются единственной видимой частью диффузора. Панельные диффузоры состоят из плоской воздухораздающей панели и присоединительной коробки, имеющей, как правило, круглый патрубок для подключения к воздуховодам с регулятором расхода воздуха. Присоединительные коробки предназначены для соединения воздухораспределителей с вентиляционной сетью. Самая важная функция присоединительной коробки — создание равномерного поля статического давления (при удалении воздуха — разряжения) перед воздухораспределителем для всей площади его живого сечения. Конструкция коробки позволяет осуществить крепление панели воздухораспределителя с помощью видимого или скрытого винтового соединения. В присоединительном патрубке коробки устанавливают регулятор расхода воздуха. Изнутри коробка может быть покрыта слоем звуко- и теплоизоляционного материала с целью уменьшения уровня звуковой мощности, излучаемой воздухораспределителем.

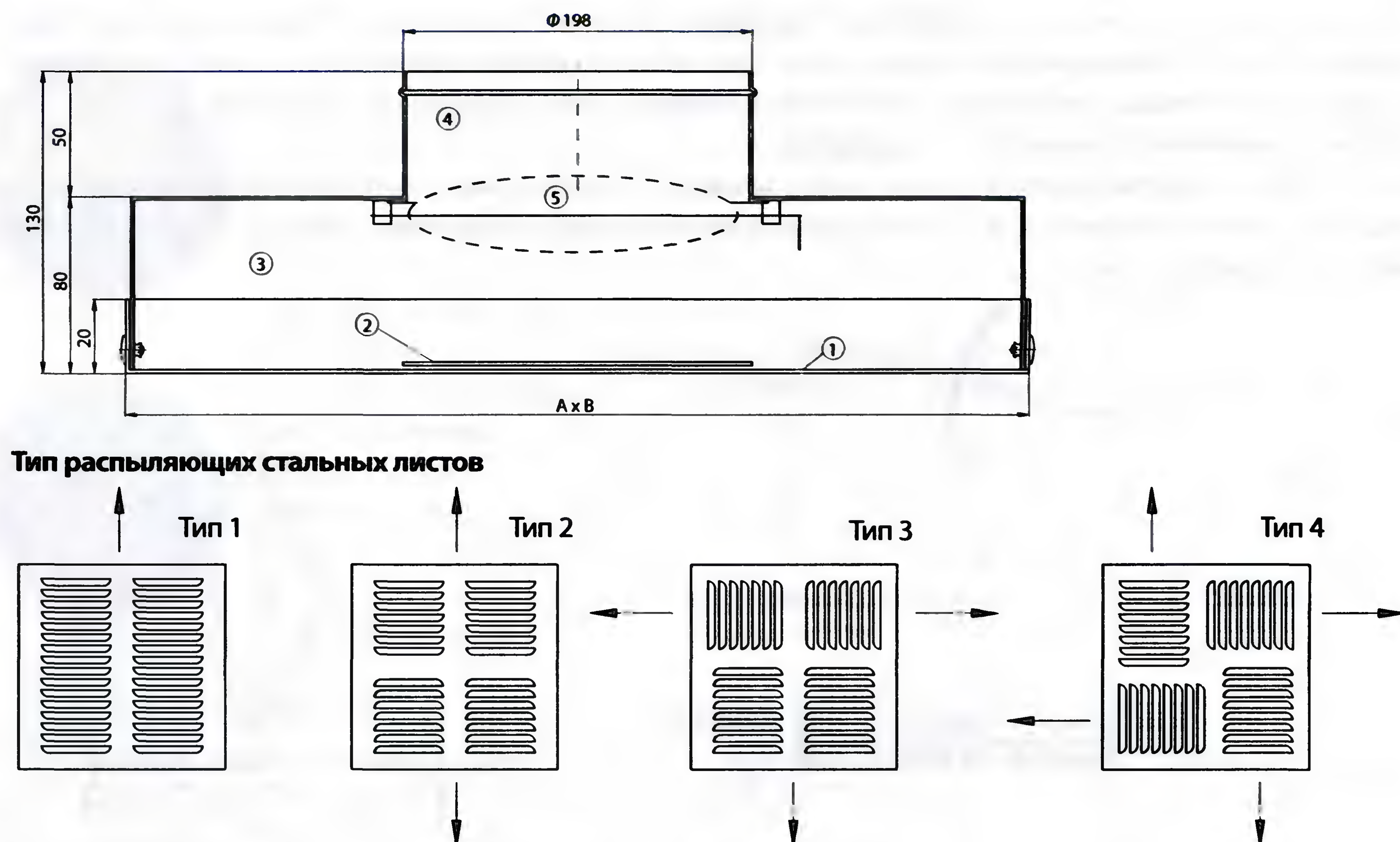
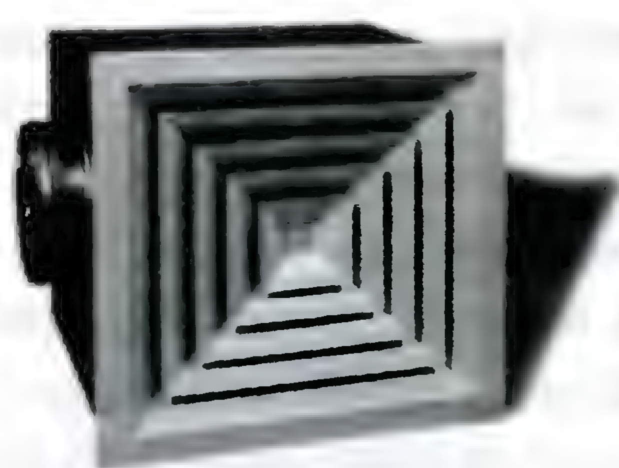


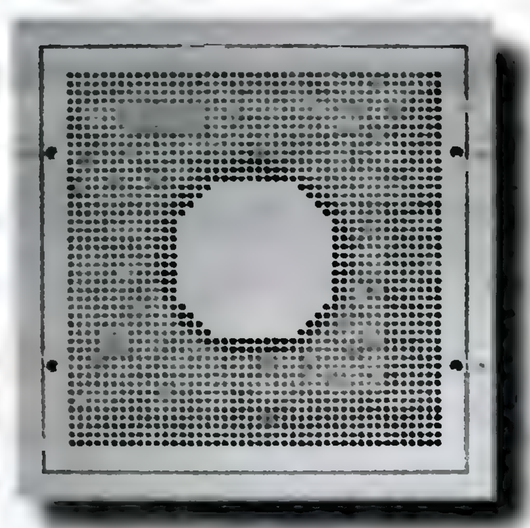
Рисунок 4.13. Диффузор КД-15

Лицевая панель может быть перфорированной, иметь отверстия, обеспечивающие закручивание струи, в панели могут быть размещены обычные диффузоры. Распределение охлажденного воздуха через диффузоры с перфорированной панелью применяют в помещениях небольшой высоты (до 4 м) для создания малых скоростей воздуха в обслуживаемой зоне и равномерного поля температуры и скорости при больших расходах воздуха в помещении. Рабочая разность температур для диффузоров с перфорированной панелью принимается не более 5°С.

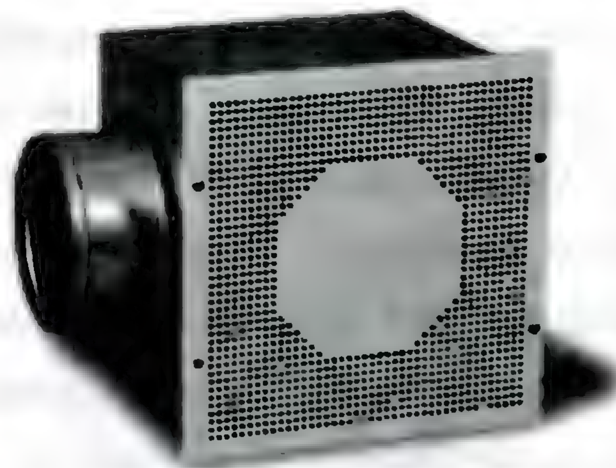
Примером диффузора с перфорированной панелью служит диффузор KD-15. Он состоит из перфорированной панели, коробки с патрубком для подключения и регулирующим клапаном. Внутри коробки, напротив присоединительного патрубка, закреплен стальной распределительный лист с отверстиями, обеспечивающий раздачу воздуха в разных направлениях: одном, двух, трех или четырех (рисунок 4.13). Диффузор KD-16 формирует комбинированную приточную струю, так как в нем перфорированная панель размещена на некотором расстоянии от коробки воздухораспределителя. Воздух выходит через пространство между панелью и корпусом воздухораспределителя в горизон-



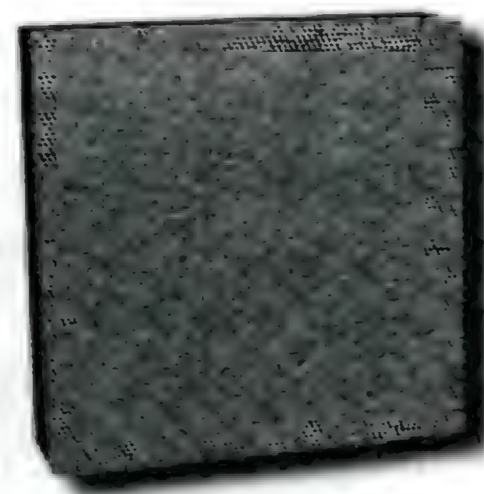
KD-4



KD-6



KD-12



KD-15

тальном направлении, при этом формируется настилающаяся веерная струя, и через перфорированную лицевую панель, при этом формируется вертикальная коническая струя. Так создается комбинированный воздушный поток для распределения больших объемов приточного воздуха.

В панели диффузора могут быть размещены обычные круглые или квадратные диффузоры. Например, панельные диффузоры OD-1 и KD-1 IMP KLIMA имеют унифицированные наружные размеры 595x595 мм, тогда как внутренние размеры соответствуют определенному типоразмеру диффузора. Это позволяет устанавливать панельные диффузоры круглого или квадратного сечения независимо от типоразмера в одну ячейку подшивного потолка стандартного размера, что упрощает монтаж.

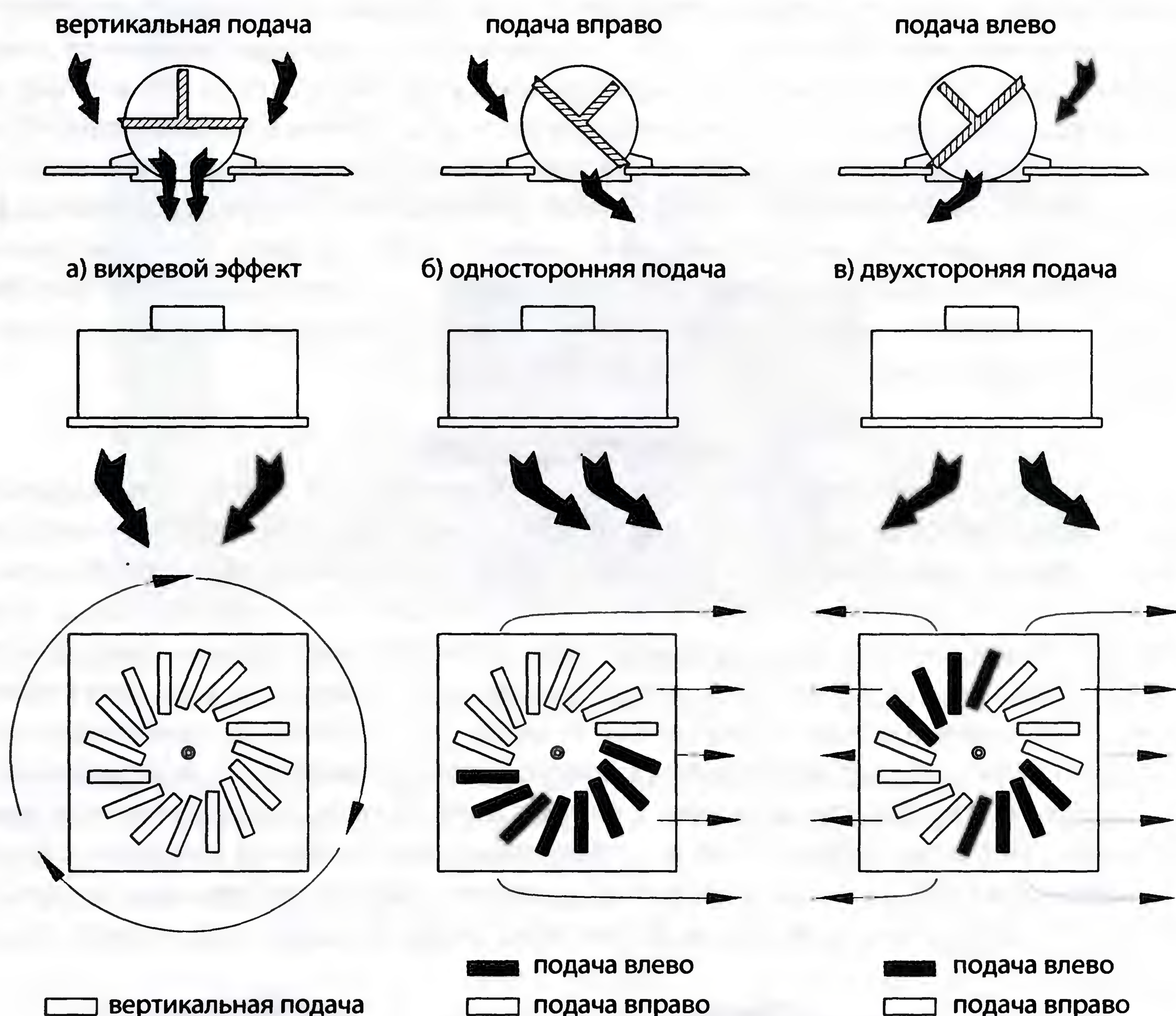


Рисунок 4.14. Направление выхода воздуха из вихревого диффузора

Панельные диффузоры, формирующие закрученные конические струи (вихревые диффузоры), используют для подачи воздуха по схеме «сверху–вниз» с высоты от 3 до 5 м. Благодаря эффекту



OD-4K



OD-8K

закручивания приточной струи происходит интенсивное перемешивание воздуха в помещении, быстрое изменение параметров в струе. Панель вихревого диффузора выполняют с прорезями, расходящимися в виде веера или в радиальном направлении от центра панели. Они используются как для притока, так и для удаления воздуха. Вихревой режим течения воздуха формируется неподвижными направляющими элементами, составляющими единое целое с панелью диффузора (OD-4/K). Другая конструкция вихревого диффузора предусматривает размещение в прорезях панели пластиковых направляющих, обеспечивающих изменение направления подачи воздуха и закручивание струи (OD-8/K, OD-9/K). При использовании в вытяжных системах такие диффузоры поставляются без направляющих. Рабочую разность температур для вихревых панельных диффузоров принимают 6–8°С, максимальное значение — 10°С. Вносимые после монтажа диффузора изменения, например перенос или строительство новых перегородок, существенно влияют на картину воздушных течений, и, как следствие, на температурный режим и воздухообмен в помещении. Изменение направления выхода воздуха из диффузора путем перестановки положения направляющих элементов позволяет гибко реагировать на все эти изменения (рисунок 4.14). Прорези в панели диффузора могут быть в один или два ряда, направление закручивания потока воздуха — по или против часовой стрелке, например, в одном ряду — по часовой, в другом — против часовой стрелки. Вихревые диффузоры обеспечивают подачу большого количества воздуха, быстрое затухание струи за счет высоких значений коэффициента эжекции при низком уровне шума.

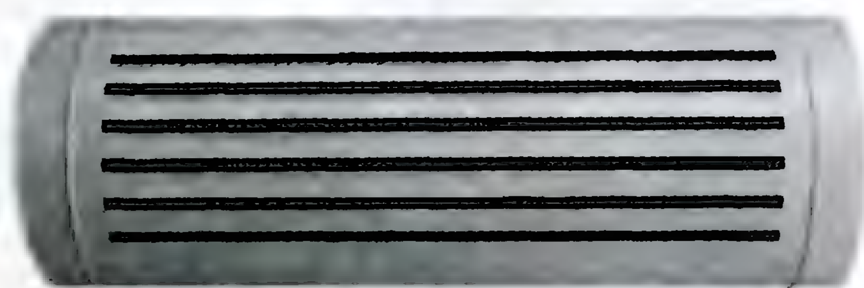
Щелевые воздухораспределители

Щелевые воздухораспределители используются для распределения воздуха в помещениях производственных и гражданских зданий высотой от 2,5 до 4 м. Данный тип воздухораспределителя с эстетической точки зрения занимает, безусловно, одно из первых мест, такие диффузоры можно размещать в помещении практически незаметно в любом количестве, например одной непрерывной полосой. Они наиболее подходят для помещений с повышенными требованиями к интерьеру, например залов музея, выставочных залов, жилых комнат, ресторанов и т.д. Они могут применяться в системах вентиляции и кондиционирования воздуха с постоянным и переменным расходом воздуха. В конструкции воздухораспределителя предусмотрена возможность изменения направления подачи воздуха в зависимости от сезона, а именно в тех случаях, когда в широком диапазоне от положительного (в теплый период года) до отрицательного значения (в холодный период года) изменяется нагрузка на СКВ, и где предъявляются достаточно строгие требования к комфорту в помещении. Щелевые воздухораспределители формируют плоскую струю, для которой характерна

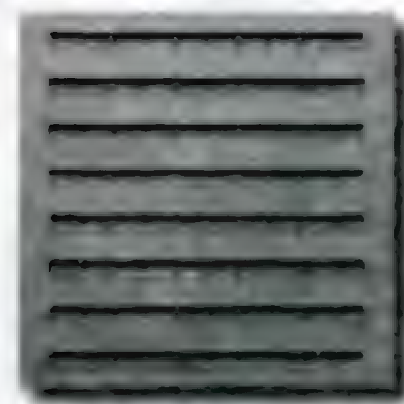


LD-13





SKD-13



LDP-13

высокая степень эжектирования окружающего воздуха и быстрое затухание температуры воздуха в струе. Рабочая разность температур при подаче воздуха в верхнюю зону принимается в диапазоне ±6–8°С, максимальное значение — 10°С. Щелевые воздухораспределители могут быть использованы и для подачи воздуха в обслуживаемую зону, например из-под пола (рисунок 4.15). В этом случае следует принимать меньшее значение рабочей разности температур 2–4°С.

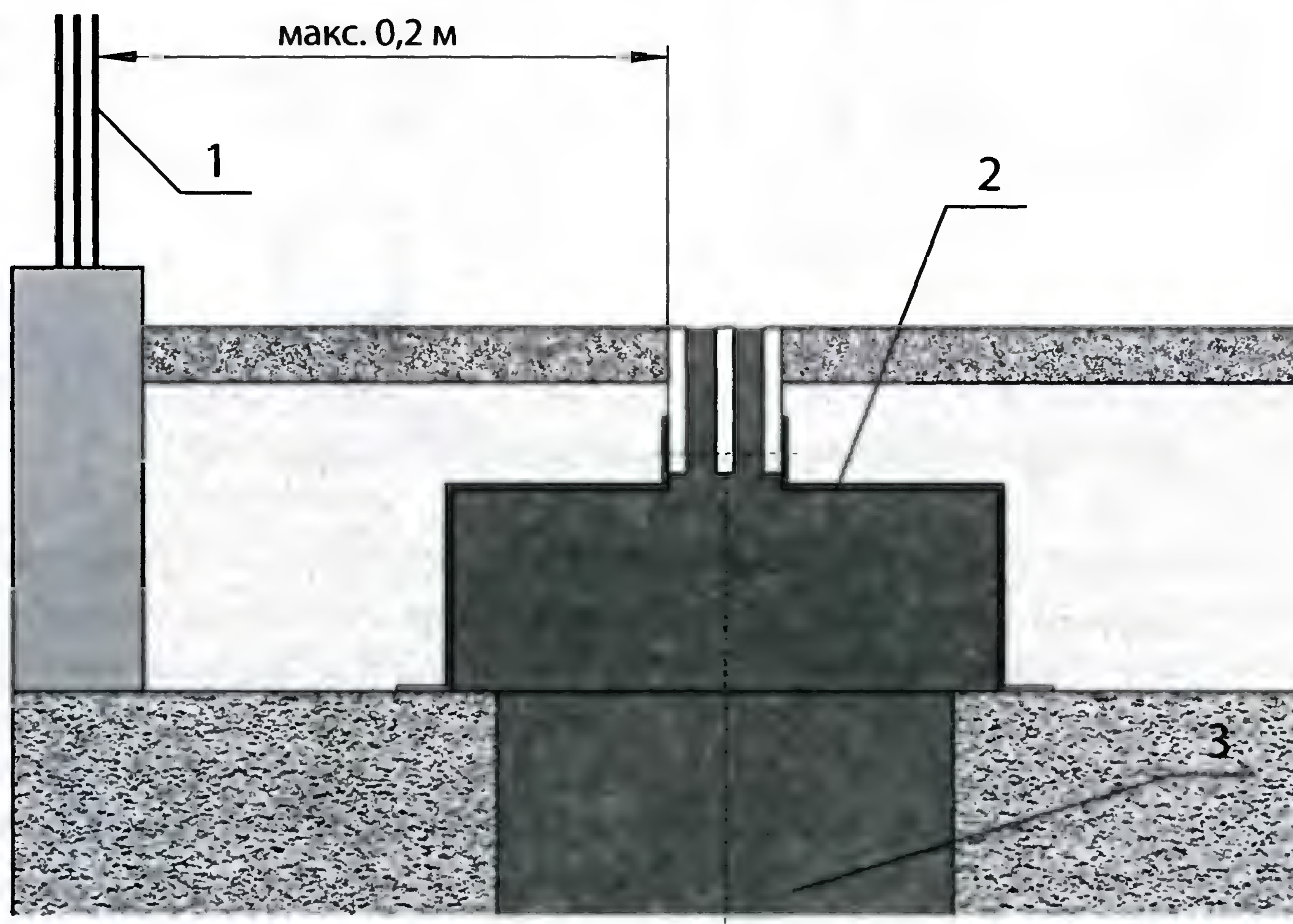


Рисунок 4.15. Подача воздуха щелевым воздухораспределителем из-под пола:
1 — остекление; 2 — щелевой воздухораспределитель LD-16; 3 — воздуховод

Щелевые воздухораспределители LD-13, LD-14 и LD-15 состоят из анодированных алюминиевых профилей со встроенными цилиндрическими направляющими из вторичной пластмассы. В зависимости от расхода приточного воздуха щелевые воздухораспределители могут иметь от 1 до 6 выпускных полос разной ширины. Присоединительная коробка изготовлена из оцинкованной стали и имеет встроенный регулирующий клапан в присоединительном патрубке, что дает возможность изменять расход воздуха через воздухораспределитель до требуемых значений при наладке системы. Направляющие дают возможность изменять угол подачи воздуха, создавая плоскую струю в различном направлении в диапазоне 360°, а также позволяют изменять расход воздуха (рисунок 4.16). При подаче охлажденного воздуха формируется плоская горизонтальная, например настилающаяся на потолок, или наклонная струя, при подаче нагретого воздуха формируется плоская вертикальная струя. Изменение угла может быть выполнено при производстве воздухораспределителя или на месте монтажа, а также в процессе эксплуатации, преимущественно вручную. Есть конструкции воздухораспределителей, в которых изменение направления подачи воздуха может осуществляться двухпозиционно автоматически.

Панельные щелевые воздухораспределители LDP-14 состоят из лицевой панели и присоединительной коробки (рисунок 4.17). Внутрь панели вмонтированы продольные кожухи для цилиндрических направляющих, аналогичные тем, которые установлены в щелевых воздухораспределителях LD-13 и LD-14. С помощью направляющих возможно изменять угол подачи воздуха, создавая плоскую струю в различных направлениях в диапазоне 360°. Изготавливают лицевые панели различной формы с любым расположением щелей (рисунок 4.18).

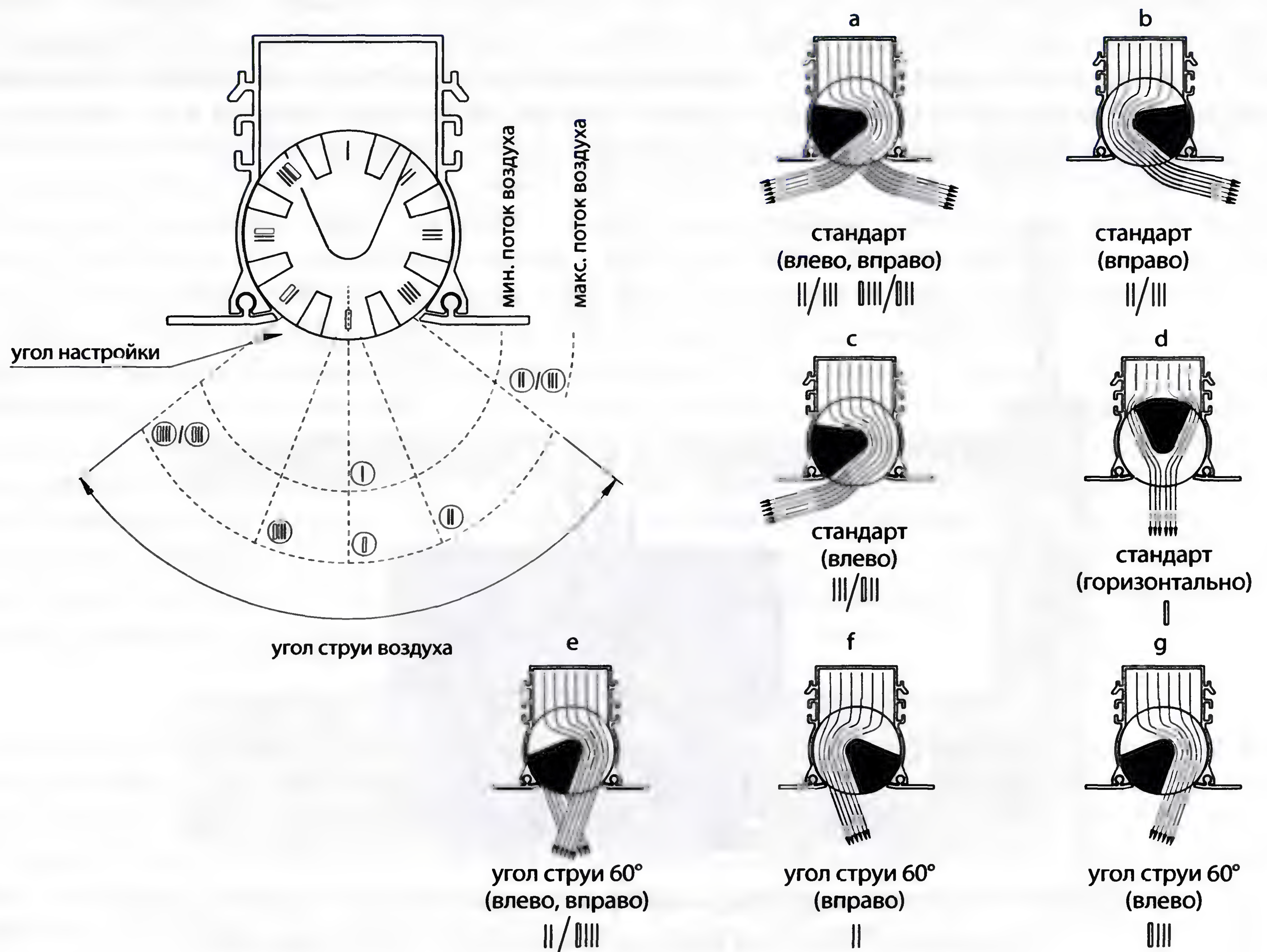


Рисунок 4.16. Направление подачи воздуха щелевым воздухораспределителем

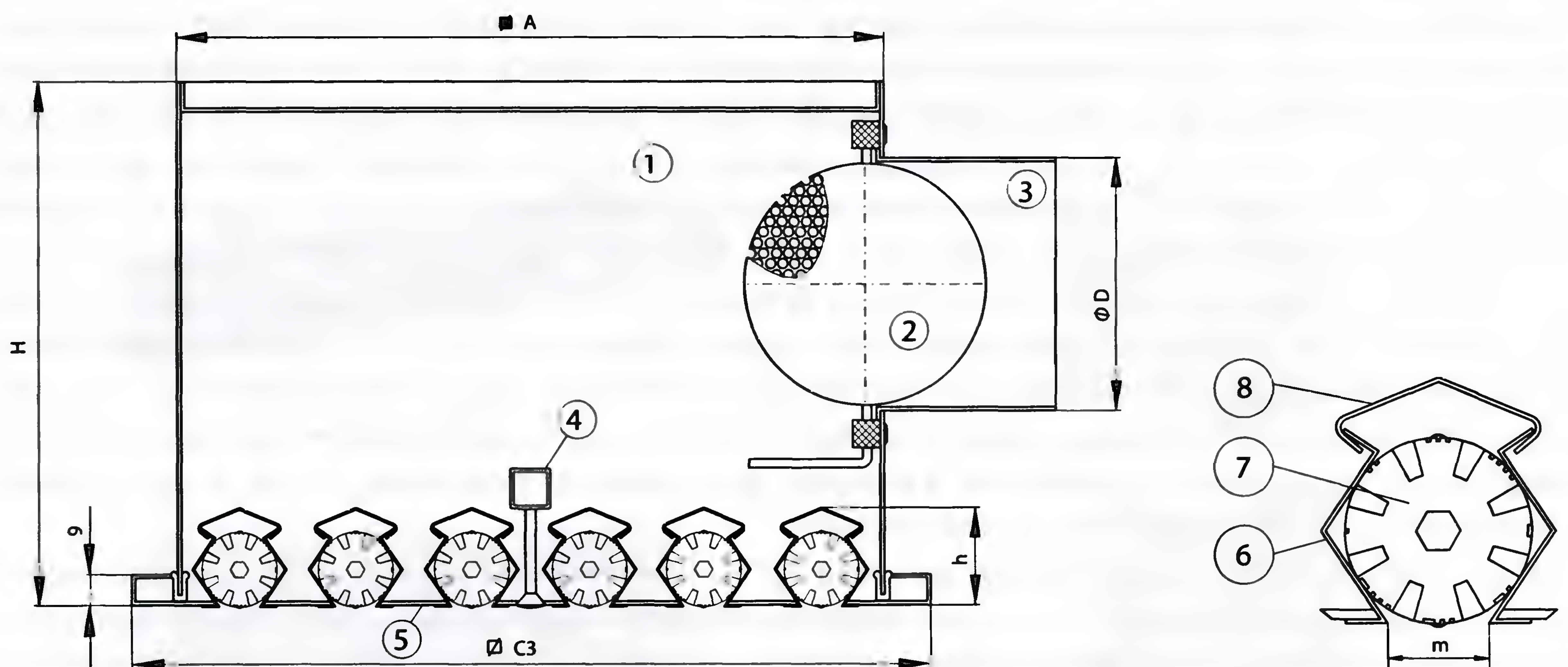


Рисунок 4.17. Конструкция панельного щелевого воздухораспределителя LDP-14:

1 — присоединительная коробка; 2 — регулятор расхода; 3 — патрубок для подключения; 4 — траверса; 5 — лицевая панель; 6 — профили; 7 — направляющие рамки; 8 — пружинный зажим

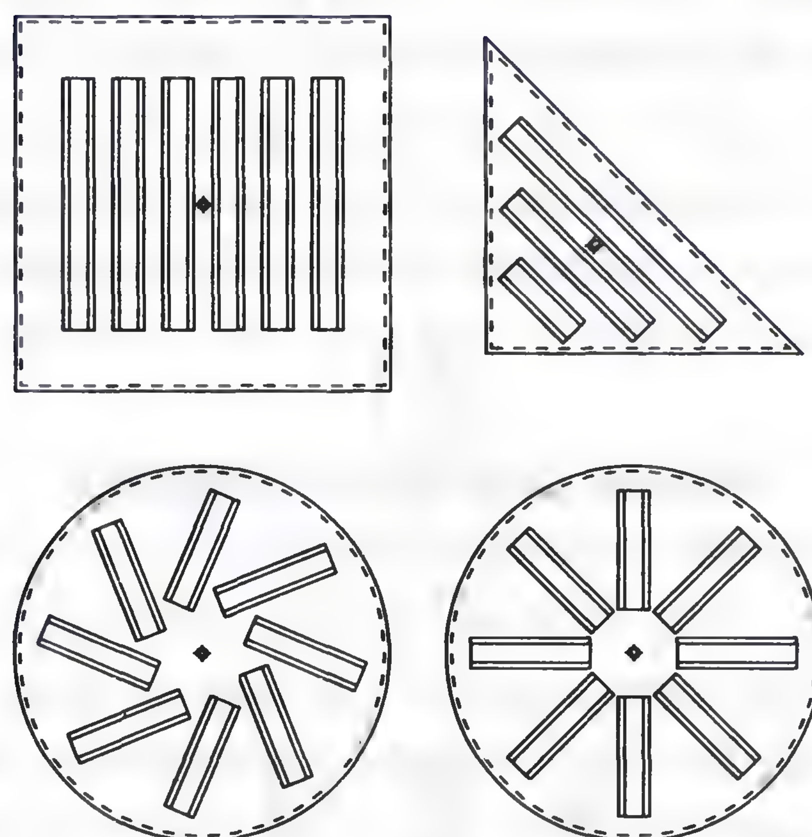


Рисунок 4.18. Лицевые панели различной формы

Конструкция щелевого воздухораспределителя LDP-13/L предусматривает присоединительную коробку из оцинкованной стали с одним присоединительным патрубком. Специальная конструкция присоединительной коробки позволяет распределять воздух через четыре двухщелевых воздухораспределителя, встроенных в лицевую панель. В центральной части панели есть место для установки светильника. Воздухораспределитель отличает изысканность дизайна и превосходные технические характеристики. Воздухораспределители со встроенными светильниками могут использоваться для распределения приточного или удаления вытяжного воздуха. В первом случае тепло от светильника поступает в помещение с приточным воздухом, но охлаждение ламп увеличивает освещенность помещения и, следовательно, может быть сокращено число светильников. При удалении вытяжного воздуха не только охлаждаются светильники, но часть теплоты, выделяемой светильниками, уносится из помещения, тем самым снижается нагрузка на СКВ. Совмещение функций позволяет экономить место на потолке и способствует энергосбережению.

Круглые щелевые воздухораспределители (SKD-13) используют для распределения воздуха в помещениях большой высоты, таких как конференц-залы, спортзалы, производственные цеха. Круглые щелевые воздухораспределители могут быть установлены как отдельный участок в системе вентиляции с круглыми воздуховодами. Они используются для распределения холодного и нагретого воздуха. Представляют собой круглый воздуховод из оцинкованной стали с продольными кожухами для цилиндрических направляющих, аналогичных устанавливаемым в щелевых воздухораспределителях LD-13, для изменения направления подачи воздуха и его расхода. Направляющие могут полностью перекрыть подачу воздуха.

Вихревые диффузоры

Вихревые диффузоры обеспечивают формирование закрученной веерной струи, настилающейся на потолок, хорошее перемешивание ее с воздухом помещения и, как следствие, быстрое выравнивание температуры в струе и снижение скорости потока при низком уровне шума. Они работают как в системах с постоянным, так и переменным расходом воздуха, обеспечивая высокие рабочие характеристики при изменении расхода от 100 до 25%.



OD-7V

Вихревые диффузоры OD-7 состоят из цилиндрического корпуса с коллектором или без него, плавно переходящим в панель круглой или прямоугольной формы, внутри корпуса закреплена крыльчатка с цент-

ральным диском и фиксированными лопастями. Они устанавливаются в подвесных потолках помещений высотой до 4 м. Могут непосредственно подсоединяться к воздуховодам или иметь присоединительную коробку, аналогичную панельным диффузорам, устанавливаются в подшивном потолке или путем свободной подвески. Они применяются для распределения только охлажденного воздуха, так как имеют фиксированные лопасти. Лицевая поверхность диффузора изготовлена из оцинкованной листовой стали, коллектор и цилиндрический корпус — из алюминия.

Вихревые регулируемые диффузоры

Вихревые регулируемые диффузоры устанавливаются в системах комфортного и технологического кондиционирования воздуха. Они используются для распределения воздуха в помещениях с изменяющейся тепловой нагрузкой, когда требуется подача через одно и то же устройство холодного воздуха в теплый период и нагретого воздуха в холодный период года. Они предназначены для распределения воздуха в помещениях высотой до 15 м при достаточно большом значении рабочей разности температур — от 10°С до –10°С, максимальная рабочая разность температур — 15°С. Они используются для распределения приточного воздуха в помещениях спортивных сооружений, выставочных комплексов, производственных зданий, имеющих большую высоту (до 15 м). Изменение направления подачи воздуха, степени закручивания струи достигается разными способами. Для вихревых воздухораспределителей характерна подача воздуха закрученными струями, обеспечивающими эффективное смешение при ограниченной дальнобойности.

Вихревые регулируемые диффузоры OD-6 состоят из наружной трубы с раструбом и центральной трубы, между которыми расположены фиксированные лопатки, обеспечивающие закручивание воздушного потока. При полностью открытом регулирующем клапане внутренней трубы расход воздуха через внутреннюю трубу составляет 30% от общего расхода воздуха через диффузор.

Клапаном управляют вручную или с помощью пневмо- или электрического привода. Благодаря регулированию изменяется длина выброса струи, что особенно важно при подаче нагретого воздуха. Еще больший эффект достигается при перемещении коллектора внутренней трубы диффузора. Имеется две формы раструба внутренней трубы.

Возможные способы подачи воздуха при регулировании расхода воздуха через внутреннюю трубу (рисунок 4.19):

Вихревые диффузоры OD-11 состоят из цилиндрического корпуса с коллектором, изготовленного из оцинкованной листовой стали или алюминия, центрального диска и направляющих лопастей. Диффузор используется для распределения приточного воздуха в помещениях большой высоты с умеренными требованиями по шуму с высоким значением расчетного воздухообмена при переменных нагрузках. Пропускная способность — от 1 000 до 8 000 м³/час. Благодаря большой степени турбулизации потока воздуха на выходе из диффузора и высокой индукции, обеспечивается допустимое значение скорости в струе на входе в рабочую зону. Путем изменения угла поворота лопаток возможно изменять направление подачи воздуха в зависимости от режима отопления (верти-


KD-8


OD-6


OD-11

кально вниз) или охлаждения (настилание струи) помещения. Лопастями управляют вручную или с помощью электропривода или термостата. Расположенный по центру диск обеспечивает эффект настилания струи (Коанда).

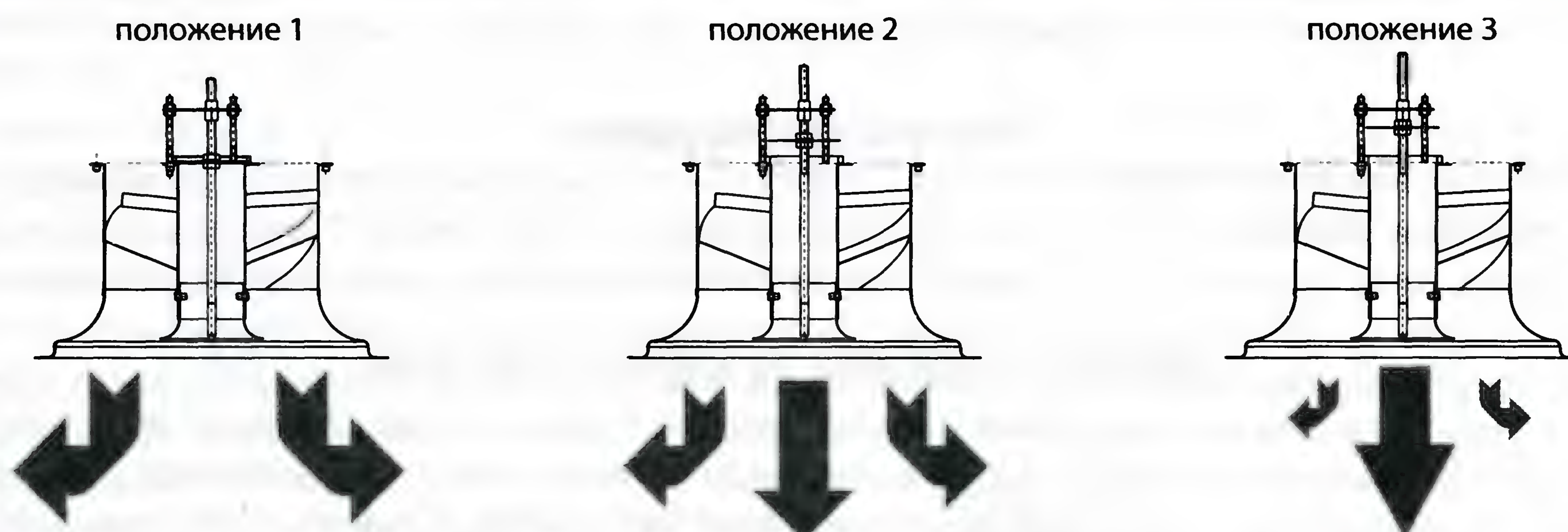


Рисунок 4.19. Способы подачи воздуха при регулировании расхода воздуха через внутреннюю трубу вихревого диффузора OD-6:

положение 1. Внутренняя труба закрыта — для помещений высотой от 4 до 6 м. Режим охлаждения;
положение 2. Внутренняя труба полуоткрыта — обычный режим кондиционирования воздуха;
положение 3. Внутренняя труба полностью открыта — для помещений большой высоты до 15 м. Режим отопления

В вихревом регулируемом диффузоре OD-11V угол поворота лопаток изменяется централизованно вручную, с помощью электропривода, встраиваемого снаружи диффузора или с помощью термостата с целью изменения направления подачи воздуха в зависимости от его температуры.

Диффузор OD-11V комплектуется термостатом ADT-1. Дифференциальный термостат ADT-1 с постоянным аналоговым выходом представляет контролер, который по разности сигналов датчиков температуры воздуха в помещении и температуры приточного воздуха автоматически изменяет угол поворота лопаток OD-11V до необходимого значения. Один термостат ADT-1 может управлять несколькими (до 10) диффузорами OD-11V. Контроллер сравнивает значение разности температур, определенной по графику в зависимости от положения лопаток диффузора OD-11V и режима охлаждения или отопления, с фактическим значением разности температур воздуха, измеряемых датчиком температуры в приточном воздуховоде и в помещении. В зависимости от отклонения фактической разности температур по сравнению с определенной по графику, контроллер вырабатывает постоянный аналоговый выходной сигнал 0–10V DC, передаваемый на управление приводом диффузора. В зависимости от знака разности температур, контроллер автоматически выбирает режим отопления или охлаждения, в соответствии с которым и изменяется положение лопаток диффузора OD-11V. Когда температура приточного воздуха выше температуры воздуха в помещении, контроллер переключает DC-V11 на режим отопления, и нагретый воздух подается вертикально вниз в помещение. Когда температура приточного воздуха ниже температуры воздуха в помещении, контроллер автоматически распознает, что необходима работа диффузора с эффектом настилания струи, и соответственно переключает сигнал DC-V11 на режим охлаждения. С применением термостата ADT-1 отпадает необходимость в ручном переключении большого количества диффузоров OD-11V на требуемый режим, так как контроллер делает это автоматически. В этом случае повышается эффективность системы кондиционирования воздуха.

Вихревые регулируемые диффузоры KD-8 используются для распределения воздуха в больших помещениях (спортивных залах, бассейнах, аэропортах и т.д.) со значительным воздухообменом. Регулируемые пластины (угол настройки от 0 до 90°) лицевой панели обеспечивают подачу воздуха в различных направлениях в зависимости от его температуры: охлажденного — в горизонтальном направлении, нагретого — закрученным потоком вертикально вниз. Вихревые регулируемые диф-

фузоры KD-8 состоят из соединительной коробки, изготовленной из оцинкованной стали и лицевой панели. Рама и регулируемые пластины изготовлены из алюминиевых профилей, анодированных под натуральный цвет алюминия. Клапан регулирования расхода воздуха изготовлен из стального перфорированного листа и размещен в присоединительном патрубке. Регулируемые пластины соединены между собой и управляются одновременно из центральной точки.

Сопловые воздухораспределители

Сопловые воздухораспределители предназначены для распределения воздуха в помещении на значительное расстояние, так как имеют значительную дальнобойность воздушной приточной струи при низком уровне шума. Обычно это требуется в помещениях большого размера (залы, ангары, склады и т. п.), когда нет возможности (например из-за отсутствия подшивного потолка) применить другие типы воздухораспределителей. Они могут применяться в бассейнах, концертных залах, театрах и т.п., так как имеют оптимальный профиль, обеспечивающий низкий уровень шума, малое аэродинамическое сопротивление и отличный внешний вид. Сопловые воздухораспределители с подвижным соплом используются для подачи как охлажденного, так и нагретого воздуха в помещение. Объединение отдельных сопел в блоки дает возможность еще больше увеличить дальнобойность струи. Сопловый воздухораспределитель считается одиночным, если расстояние между соплами A больше десяти калибров (диаметров сопла *d*). Блоки могут быть изготовлены из разных материалов и разной формы, чтобы они наилучшим образом соответствовали интерьеру помещения. Одиночные сопловые воздухораспределители изготавливаются из анодированного алюминия и окрашиваются в любой цвет согласно палитре RAL.



VS-4



VS-5

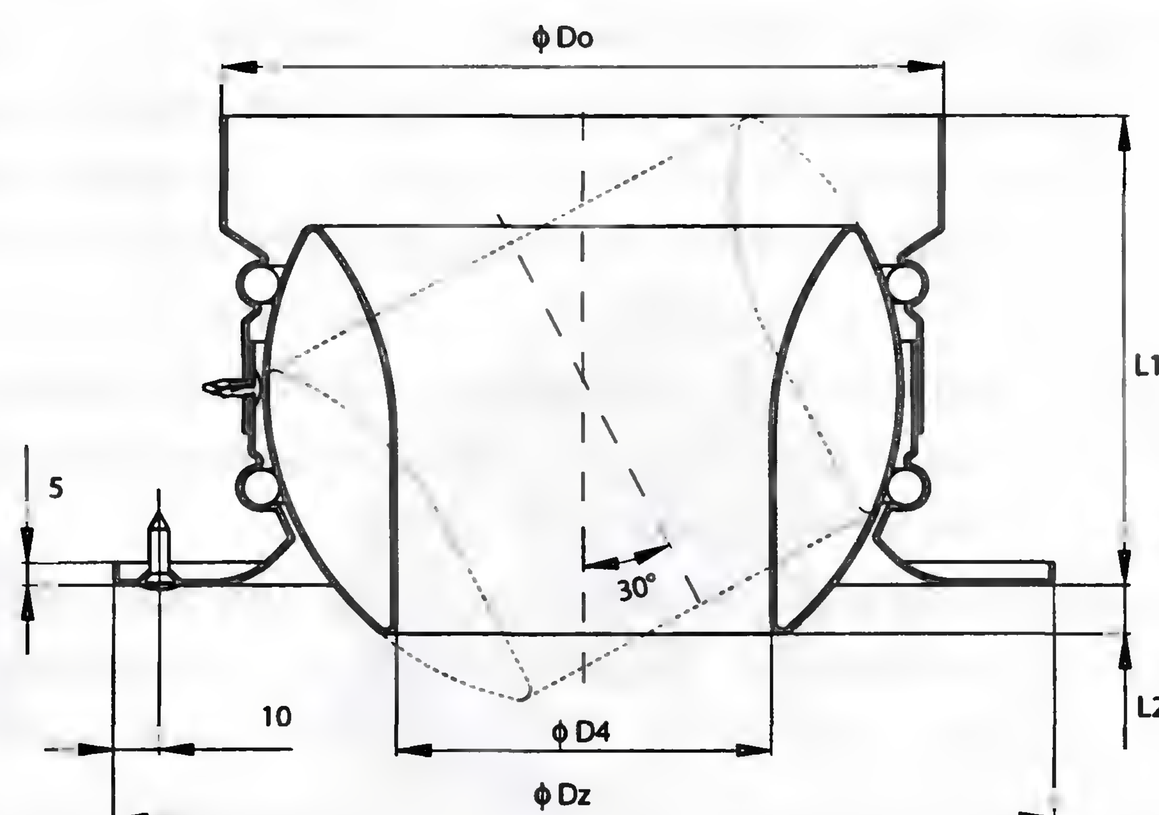
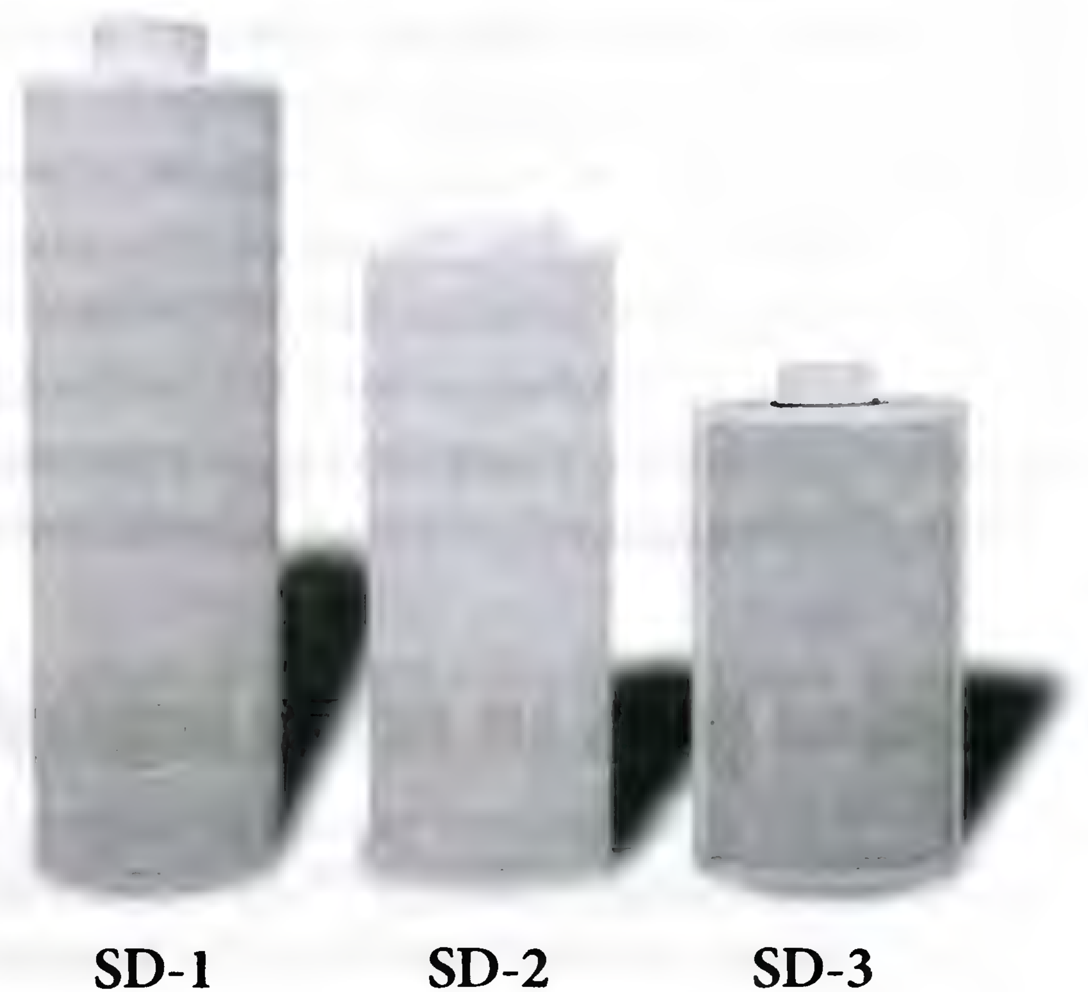


Рисунок 4.20. Сопловый воздухораспределитель VS-5

Сопловые воздухораспределители VS-1 имеют неподвижные сопла. Сопловые воздухораспределители VS-4 и VS-5 имеют подвижные сопла с целью изменения направления подачи воздуха. По сравнению с сопловым воздухораспределителем VS-4 новая модель VS-5 (рисунок 4.20) отличается улучшенным дизайном: подвижное сопло установлено в корпусе так, чтобы оно не выходило за поверхность стены. Угол направления подачи воздуха можно изменять:
— вручную во всех направлениях в пределах ±30°;
— с помощью электропривода в горизонтальном или вертикальном направлении в пределах ±30°.

Выбор угла определяется температурой приточного воздуха: охлажденный воздух подают вверх, нагретый — вниз. Рабочая разность температур может иметь достаточно высокое значение из-за значительной протяженности струи на пути в рабочую зону.

Воздухораспределители для вытесняющей вентиляции



Напольные воздухораспределители для вытесняющей вентиляции колоннообразного типа имеют цилиндрическую или плоскую форму воздухораздающей поверхности типа «Фломастер». Подача воздуха осуществляется достаточно равномерно по высоте малотурбулентным потоком. Воздухораспределитель можно разместить на стене, поставить на пол, подвесить над обслуживаемой зоной. Они состоят из боковой перфорированной поверхности, нижней и верхней плит, в одной из которых встроен присоединительный патрубок (рисунок 4.21). В другую плиту при расположении воздухораспределителя выше обслуживаемой зоны может быть встроен диффузор для подачи нагретого воздуха вниз. В стандартном исполнении боковая поверхность воздухораспределителя имеет перфорацию в виде квадратных отверстий размером стороны 10 мм, площадь живого сечения составляет 69% от общей площади. В моделях без фильтра (F1), перфорация выполнена в виде круглых отверстий 5,5 мм в диаметре, площадь живого сечения составляет 37% от общей площади. В присоединительном патрубке установлен регулирующий клапан с перфорированной створкой, обеспечивающий регулирование расхода воздуха. Внутри воздухораспределителя могут быть установлены фильтр для очистки воздуха от пыли класса F3, а также специальные перегородки, обеспечивающие равномерное распределение воздуха по всей боковой поверхности воздухораспределителя. Рабочая разность температур принимается в соответствии с расчетом (см. ниже), обычно не превышает 3–4°С.

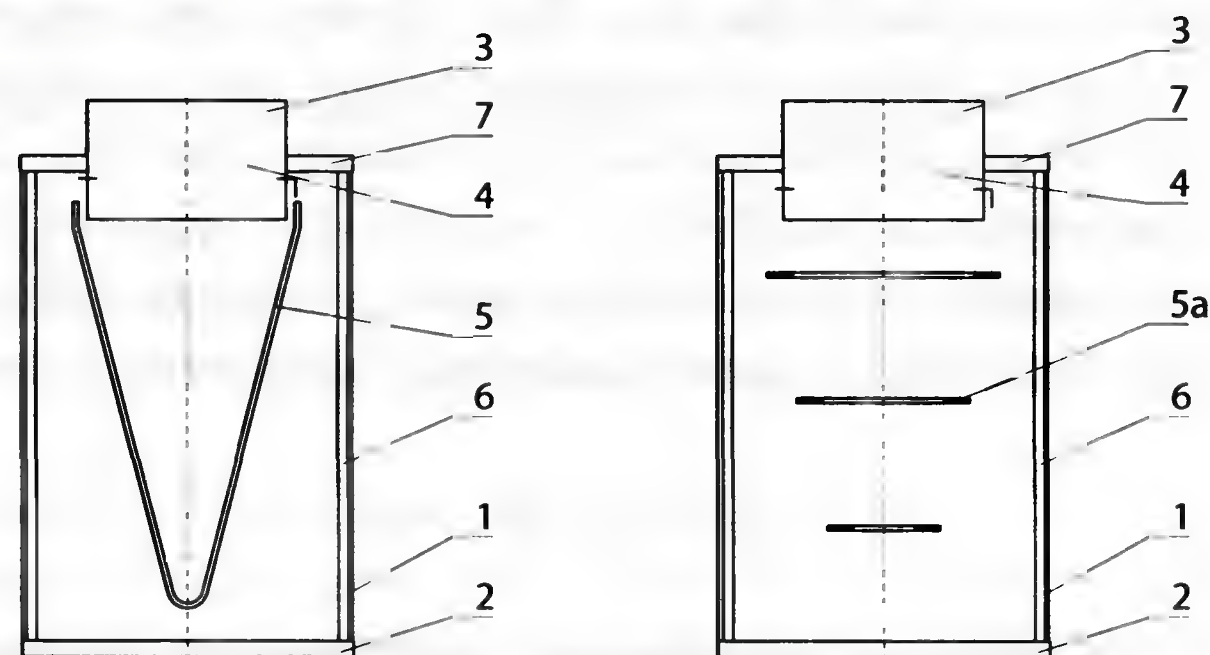


Рисунок 4.21. Воздухораспределитель для вытесняющей вентиляции:

1 — перфорированная поверхность; 2 — нижняя панель; 3 — круглый патрубок для подключения; 4 — регулятор расхода; 5 — конусообразный фильтр; 5а — разделительные обручи; 6 — фильтр; 7 — верхняя панель

Расчет воздухораспределения. Общие положения

Обоснование возможности принятия того или иного значения рабочей разности температур и соответственно температуры приточного воздуха производят расчетом воздухораспределения. При решении инженерных задач не всегда необходимо знать подробную картину движения воздушных потоков в помещении. Во многих случаях достаточно быть уверенным, что в любой точке обслуживаемой или рабочей зоны скорость и избыточная температура воздуха в струе не превышают некоторого предельного уровня. Поэтому в основе расчета воздухораспределения лежат приближенные математические модели, отражающие физическую модель движения воздуха в общих чертах и экспериментально полученные коэффициенты скорости и температуры для конкретного типа воздухораспределителя. Методики расчета воздухораспределения основаны на проверке значения подвижности воздуха и избыточной температуры в струе в самых неблагоприятных точках: на границе обслуживаемой зоны при перемешивающей вентиляции и на уровне пола при вытесняющей вентиляции путем сравнения их с нормируемыми значениями. Неблагоприятные точки определяют в зависимости от вида струи, условий ее распространения и размеров помещения. Особенностью проектирования вытесняющей вентиляции является то, что при малых скоростях выпуска воздуха из воздухораспределителя и малых значениях рабочей разности температур определяющим становится расчет расхода приточного воздуха, обеспечивающего устойчивое движение конвективных потоков и стратификацию в помещении.

Исходные данные для расчета воздухораспределения и подбора устройств для подачи воздуха

Исходные данные для расчета воздухораспределения:
— план и разрезы вентилируемого помещения;
— расход приточного воздуха $L_п$ (только при расчете перемешивающей вентиляции), м^3/ч;
— расчетная температура воздуха в помещении $t_в$;
— принятая температура приточного воздуха $t_п$;
— допустимая подвижность воздуха в рабочей зоне $v_в$;
— допустимые значения скорости $v_x^{доп}$ и избыточной температуры воздуха $\Delta t_x^{доп}$ на оси струи при входе ее в рабочую или обслуживаемую зону.

Расход приточного воздуха определяют в соответствии с указаниями Главы 3 в зависимости от принятых значений температуры приточного воздуха и коэффициента воздухообмена по теплоте и соответствующего способа воздухораспределения. Обычно при расчете вытесняющей вентиляции расход приточного воздуха определяют в процессе расчета. При расчете перемешивающей вентиляции также необходим совместный расчет воздухораспределения и расчет расхода приточного воздуха. Однако чаще всего расход приточного воздуха в последнем случае определяют до начала расчета воздухораспределения, задаваясь рекомендуемым значением температуры приточного воздуха. Иногда по результатам расчета воздухораспределения расход приточного воздуха приходится корректировать.

Допустимую скорость движения воздуха на оси струи определяют из следующего соотношения:

$$v_x^{доп} = v_в \cdot k, \quad (4.36)$$

где $v_в$— нормируемая скорость движения (подвижность) воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне, например $v_в = 0{,}2$ м/с;

k — коэффициент перехода от нормируемой скорости движения воздуха к максимальной скорости воздуха в струе, определяемый из таблицы 4.6.

Таблица 4.6. Коэффициенты K перехода от нормируемой скорости движения воздуха к максимальной скорости воздуха в струе (Приложение Г [55])

Метеорологические условия	Размещение людей	Коэффициенты *K* для категорий работ	
		легкой — I	средней тяжести — II, тяжелой — III
Допустимые	В зоне прямого воздействия приточной струи воздуха в пределах участка:		
	а) начального и при воздушном душировании;	1	1
	б) основного	1,4	1,8
	Вне зоны прямого воздействия приточной струи воздуха	1,6	2
	В зоне обратного потока воздуха	1,4	1,8
Оптимальные	В зоне прямого воздействия приточной струи воздуха в пределах участка:		
	а) начального;	1	1
	б) основного	1,2	1,2
	Вне зоны прямого воздействия приточной струи или в зоне обратного потока воздуха	1,2	1,2

Примечание — Зона прямого воздействия струи определяется площадью поперечного сечения струи, в пределах которой скорость движения воздуха изменяется от v_z до $0,5\ v_z$

Допустимое отклонение температуры воздуха в приточной струе от нормируемой температуры воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне определяют по таблице 4.7 (приложению Г [55]).

Таблица 4.7. Допустимое отклонение температуры в приточной струе от нормируемой температуры воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне (Приложение Г [55])

Метеорологические условия	Помещения	Допустимые отклонения температуры, °С			
		при восполнении недостатков теплоты в помещении		при ассимиляции избытков теплоты в помещении	
		Размещение людей			
		в зоне прямого воздействия приточной струи	вне зоны прямого воздействия приточной струи	в зоне прямого воздействия приточной струи	вне зоны прямого воздействия приточной струи
Допустимые	Жилые, общественные и административно-бытовые:				
	Δt_1	3	3,5	–	–
	Δt_2	–	–	1,5	2
	Производственные:				
	Δt_1	5	6	–	–
	Δt_2	–	–	2	2,5
Оптимальные	Любые, за исключением помещений, к которым предъявляются специальные технологические требования:				
	Δt_1	1	1,5	–	–
	Δt_2	–	–	1	1,5

В процессе организации воздухообмена и при выборе воздухораспределительных устройств решают следующие задачи:

— определение или уточнение расхода приточного воздуха;
— обеспечение равномерного распределения параметров воздуха по объему помещения;
— выбор расчетных схем циркуляции воздушных потоков в помещении;
— установление экстремальных значений скорости и температуры воздуха в струе;
— сравнение экстремальных значений параметров воздуха в струе с нормируемыми значениями по условиям комфортности;

— проверка соответствия скорости выпуска воздуха из воздухораспределителя акустическим требованиям.

Есть три способа расчета воздухораспределения:
— с использованием расчетных формул;
— с использованием диаграмм;
— с использованием компьютерных программ расчета.

Алгоритмы расчета воздухораспределения, принятые в России, Америке и Европе, несколько отличаются, хотя и основываются на использовании подобных соотношений и зависимостей. В настоящее время зарубежные производители, по сравнению с отечественными, выпускают более широкую гамму современных воздухораспределителей, например, щелевых с регулируемым направлением подачи струи, вихревых, в том числе регулируемых, сопловых, применение которых позволяет снизить затраты энергии в СКВ. Поэтому нельзя игнорировать те методики и алгоритмы расчета, которые обычно представляют производители сетевого оборудования в своих каталогах и компьютерных программах расчета, основанные на данных испытания производимых воздухораспределителей в собственных лабораториях.

Расчет воздухораспределения при перемешивающей вентиляции

Общая последовательность расчета воздухораспределения при перемешивающей вентиляции:

1. Определение типа воздухораспределителя. Учет требований дизайна, архитектурной концепции, высоты помещения. Выбор значения рабочей разности температур из рекомендуемых значений и определение расхода приточного воздуха.
2. Выбор типоразмера и количества воздухораспределителей, размера ячейки помещения, обслуживаемой одним воздухораспределителем с учетом радиуса действия, соизмеримого с длиной отрыва настилающейся струи, длиной выброса, геометрической характеристикой струи.
3. Размещение воздухораспределителей с целью получения равномерного поля температуры и скорости воздуха. Учет взаимодействия с другими струями, стесненности, настилания, не изотермичности струи.
4. Проверка условий комфортности путем определения значения избыточной температуры и скорости воздуха в приточной струе в точках сечения, где струя пересекает обслуживаемую или рабочую зону помещения, которые затем сравнивают с нормируемыми значениями избыточной температуры и скорости воздуха.
5. Проверка выполнения акустических требований и определение потерь давления.

Рассмотрим и сравним методики расчета воздухораспределения при перемешивающей вентиляции с использованием расчетных формул: отечественную, американскую и европейскую.

Отечественная методика расчета воздухораспределения

Наиболее удачным алгоритмом расчета воздухораспределения, принятым в отечественной практике, является такой, когда типоразмер воздухораспределителя выбирают из условия равенства длины отрыва настилающейся струи от потолка и одного из геометрических размеров, например размеров помещения, предпочтительно его ширины, для компактной и настилающейся струи, или половины расстояния между воздухораспределителями для веерной настилающейся струи [53].

Подача воздуха настилающейся компактной приточной струей через вентиляционную решетку

При таком способе подачи воздуха необходимо, чтобы настилающаяся струя не оторвалась от потолка раньше, чем она достигнет противоположной стены. Если настилающаяся струя достигла противоположной стены, то далее она опустится вдоль нее в рабочую или обслуживаемую

зону. Это позволяет увеличить длину траектории струи от места выпуска до точки, где она пересечет границу обслуживаемой зоны. Расчетная схема подачи воздуха настилающейся приточной компактной струей приведена на рисунке 4.22. Рекомендуемое направление приточных компактных струй — вдоль короткой стороны помещения, что позволяет обеспечить безотрывное течение при меньших скоростях выпуска воздуха из воздухораспределителя v_0 и, следовательно, меньших скоростях на оси струи v_x и меньшем уровне шума.

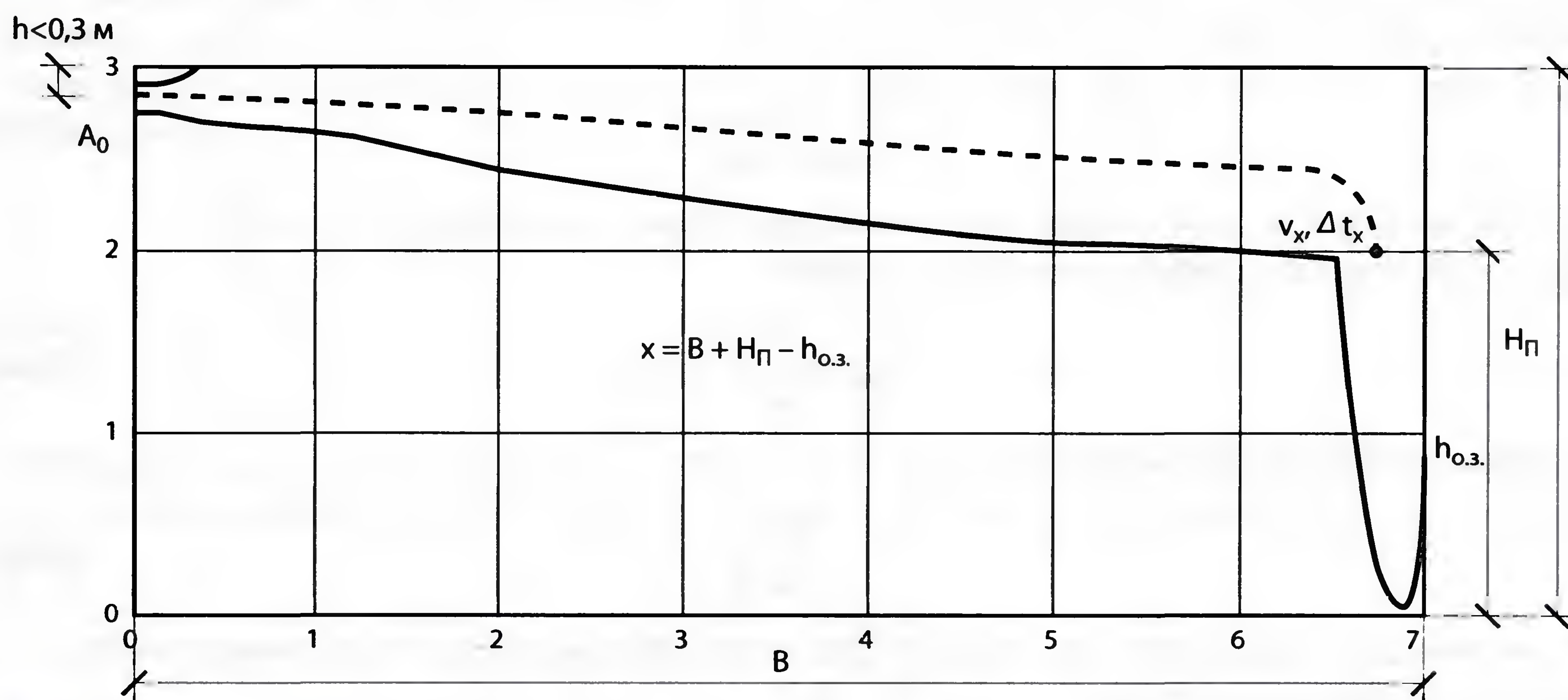


Рисунок 4.22. Расчетная схема подачи воздуха настилающейся приточной компактной струей: $x_{отр} > B$

Последовательность расчета

1. Выбирают тип воздухораспределителя, обеспечивающий формирование компактной настилающейся струи, например регулируемые вентиляционные решетки.
2. Определяют требуемую из условия безотрывного течения струи на ее протяженности $x_{отр} = B$ величину ее геометрической характеристики $H_{тр}$, где B — ширина помещения:

$$H_{тр} = \frac{B}{0,5}. \quad (4.37)$$

3. Используя выражения 4.3 и 4.14, определяют требуемую площадь живого сечения вентиляционной решетки из условия обеспечения нормируемого значения скорости воздуха в струе на границе обслуживаемой зоны $v_x^{доп}$ по формуле:

$$A_{0тр} = (5,45\frac{v_x^{доп} x}{H_{тр}})^4 \frac{1}{(n\Delta t_o)^2}, \quad (4.38)$$

где x — длина траектории струи от места ее выпуска до пересечения оси струи с границей обслуживаемой зоны, для данной схемы:

$$x = B + H_п - h_{оз}, \quad (4.39)$$

где $h_{оз}$ — высота обслуживаемой зоны, м.

4. По площади живого сечения подбирают вентиляционную решетку соответствующего типоразмера и выписывают данные для нее:

а) площадь живого сечения A_o, м²;

б) коэффициент местного сопротивления ξ;

в) m — аэродинамическая характеристика приточной струи, n — тепловая характеристика приточной струи.

5. Вычисляют скорость воздуха в живом сечении:

$$\upsilon_o = \frac{\upsilon_x^{доп} x}{m\sqrt{A_o}}. \tag{4.40}$$

6. Определяют количество вентиляционных решеток:

$$n = \frac{L_n}{3600\upsilon_0 A_0}. \tag{4.41}$$

7. Размещают решетки равномерно вдоль длинной стороны помещения и уточняют:

— фактический расход воздуха через одну решетку:

$$L_{вр} = \frac{L_n}{n}; \tag{4.42}$$

— скорость воздуха в живом сечении:

$$\upsilon_o = \frac{L_{вр}}{3600 A_0}; \tag{4.43}$$

— геометрическую характеристику струи по формуле 4.14, фактическую протяженность безотрывного течения: $x_{отр} = 0{,}5H$.

Если $x_{отр} > B$, то определяют коэффициенты стеснения, взаимодействия и неизотермичности и скорость воздуха по формуле 4.24 и избыточную температуру воздуха по формуле 4.25. Полученные значения сравнивают с нормируемыми значениями.

Подача воздуха не настилающейся плоской струей

Одним из предпочтительных способов подачи воздуха не настилающейся струей с относительно небольшой высоты является подача плоской струей шириной b_0<50 мм.

Расчетная схема подачи воздуха настилающейся приточной компактной струей приведена на рисунке 4.23. Условие для не настилания плоских струй: $h_{Вр} = (0{,}35...0{,}65)\ H_п$, но следует учитывать

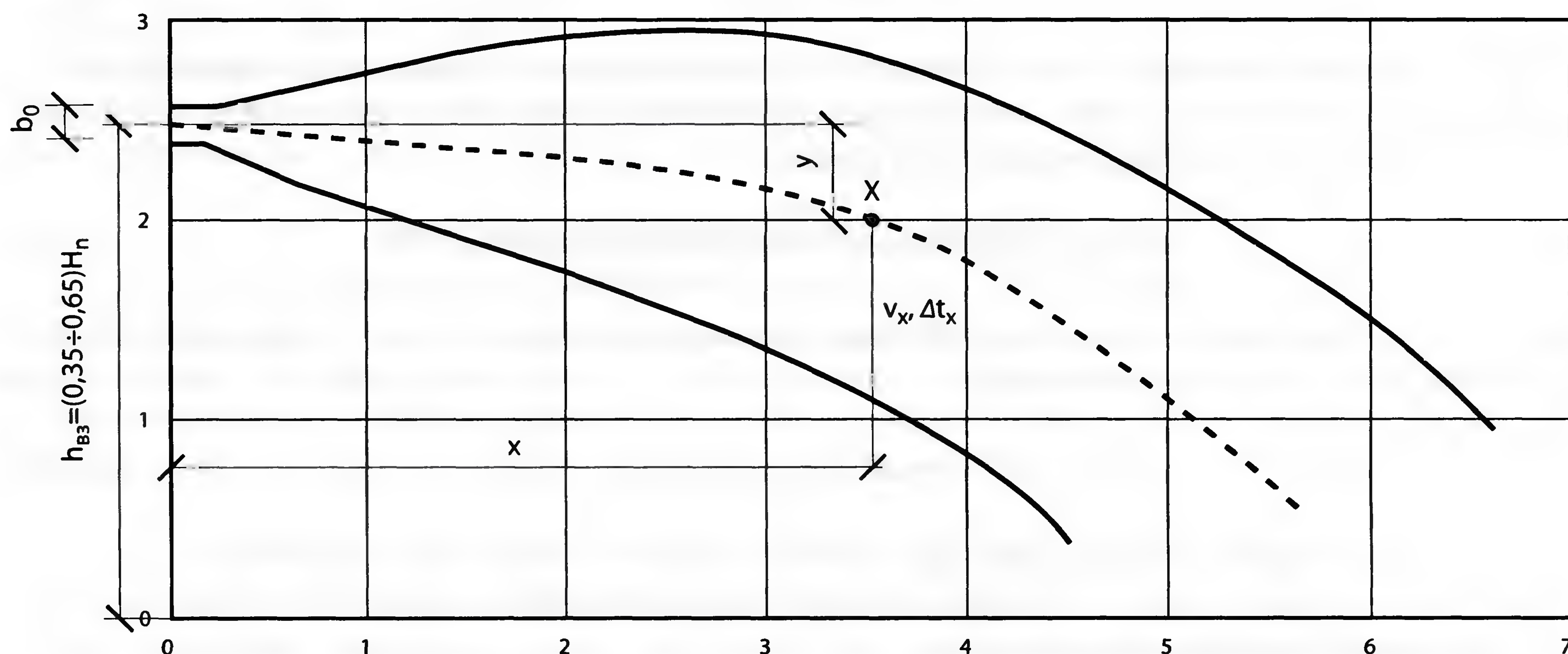


Рисунок 4.23. Расчетная схема подачи воздуха ненастилающейся приточной компактной струей

способность плоских (и веерных) струй налипать на ближайшее ограждение. Избежать этого в данном случае нежелательного явления можно выбором места входа струи в рабочую зону, которое должно быть равноудаленным от ограждений (точка X на рисунке 4.23). Расстояние от уровня выпуска плоской струи до границы обслуживаемой зоны обозначим y.

Последовательность расчета

1. Определяют требуемое значение геометрической характеристики плоской струи, обеспечивающей попадание ее в точку X.

   Из формулы для определения величины отклонения охлажденной плоской струи при горизонтальной подаче:

$$y = 0{,}4\sqrt{\frac{x^5}{H^3}} \quad (4.44)$$

получают:

$$H_{тр} = \sqrt[3]{0{,}16\frac{x^5}{y^2}}. \quad (4.45)$$

2. Используя выражения 4.5 и 4.15, определяют ширину приточной щели b_o из условия обеспечения нормируемого значения скорости воздуха в струе на границе обслуживаемой зоны $\upsilon_x^{доп}$:

$$b_0 = 884{,}74\frac{\upsilon_0{}^4 x^2}{(n\Delta t_o)^2 H_{тр}{}^3}. \quad (4.46)$$

3. Определяют требуемую скорость выпуска воздуха:

$$\upsilon_o = \frac{\upsilon_x^{доп}\sqrt{x}}{m\sqrt{b_o}}. \quad (4.47)$$

4. Вычисляют длину щели $l_щ$, необходимую для подачи приточного воздуха со скоростью υ_0:

$$l_щ = \frac{L_{вр}}{3600\upsilon_0 b_0}. \quad (4.48)$$

5. Определяют коэффициенты стеснения $K_{ст}$ и неизотермичности $K_{из}$, а затем скорость воздуха υ_x по формуле 4.26 и избыточную температуру воздуха Δt_x в струе по формуле 4.27. Полученные значения сравнивают с нормируемыми значениями.

Подача воздуха веерной струей

Диффузоры, размещаемые на потолке, формируют веерную струю, которая при подаче охлажденного воздуха должна настилаться на потолок.

Потолок должен быть разбит на квадратные или прямоугольные ячейки, в центре каждой из которых размещается воздухораспределитель. Расчетная схема подачи воздуха настилающейся приточной веерной струей приведена на рисунке 4.24. На схеме принята длина l — половина расстояния между воздухораспределителями, А — расстояние от воздухораспределителя до стены. Значение избыточной температуры в струе и скорости воздуха определяют для двух точек на границе обслуживаемой зоны: у стены и между двумя воздухораспределителями. Расчетная длина траектории струи соответственно:

$$x = H_п - h_{оз} + A \quad (4.49)$$

$$\text{и } x_1 = H_п - h_{оз} + l. \quad (4.50)$$

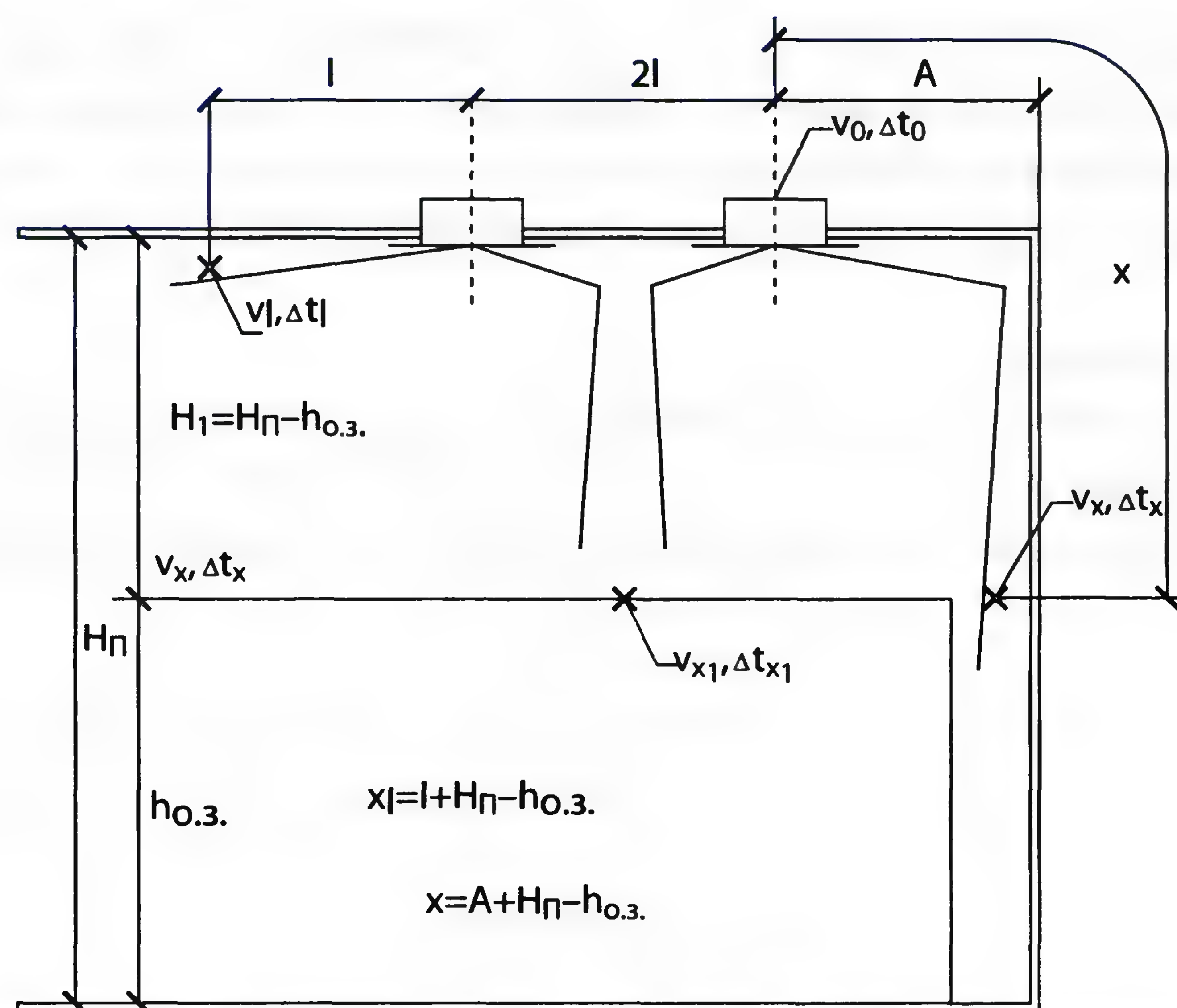


Рисунок 4.24. Расчетная схема подачи воздуха настилающейся веерной струей

Последовательность расчета

1. Потолок разбивают на ячейки, в центре каждой из которых размещается воздухораспределитель. Размещение воздухораспределителей должно отвечать условию:

$$0{,}5 < \frac{l}{x} < 1{,}5. \tag{4.51}$$

Количество ячеек определит количество воздухораспределителей *n*.

2. Расход воздуха через один воздухораспределитель определяют по формуле 4.42.
3. Безотрывное течение должно происходить на протяженности струи *l*, что обеспечивается величиной геометрической характеристики струи $H_{тр}$:

$$H_{тр} = \frac{l}{0{,}4}. \tag{4.52}$$

4. Требуемую площадь живого сечения диффузора $A_{0тр}$ из условия обеспечения нормируемого значения скорости воздуха в струе на границе обслуживаемой зоны $\upsilon_x^{доп}$ определяют по формуле 4.38.
5. По площади живого сечению подбирают диффузор соответствующего типоразмера и выписывают данные для него:

а) площадь живого сечения A_o, м²;

б) коэффициент местного сопротивления ζ;

в) *m* — аэродинамическая характеристика приточной струи;

n — тепловая характеристика приточной струи.

6. Вычисляют фактическую скорость воздуха в живом сечении:

$$\upsilon_o = \frac{\upsilon_x^{доп} x}{m\sqrt{A_o}}. \tag{4.53}$$

7. Вычисляют геометрическую характеристику струи по формуле 4.14, фактическую протяженность безотрывного течения: $x_{отр} = 0{,}4H$.

Если $x_{отр} > l$ и $x_{отр} > A$, то определяют скорость воздуха υ_x по формуле 4.24 и избыточную температуру воздуха Δt_x на оси струи по формуле 4.25. В формулы подставляют значения *x* — длина

траектории струи от места ее выпуска до пересечения оси струи с границей обслуживаемой зоны, определенные для данной схемы по формулам 4.49 и 4.50.

При данном способе воздухораспределения и подаче охлажденного воздуха коэффициенты стеснения, взаимодействия, неизотермичности принимают равными единице. Полученные значения сравнивают с нормируемыми значениями.

Методика AHSHRAE выбора типоразмера воздухораспределителя при подаче охлажденного воздуха

Особенностью данной методики [84] является то, что избыточная температура в приточной струе на расстоянии x - Δt_x (дословно «эффективная температура сквозняка») определяется с учетом влияния скорости движения воздуха, °С:

$$\Delta t_x = t_x - t_в - 14(\upsilon_x - 0{,}15), \qquad (4.54)$$

где t_x — температура приточной струи в точке x, °С

$t_в$ — осредненная температура воздуха в помещении, °С;

υ_x — скорость воздуха в струе в точке x, м/с.

Выражение учитывает влияние температуры и скорости воздуха на состояние комфорта человека в отсутствие сквозняка. Это значение сравнивают с нормируемым значением.

Методика основана на таких понятиях, как:

— длина выброса (дальнобойность) струи $X_{0,25}$ — расстояние по направлению распространения струи, на котором максимальная скорость воздуха в сечении струи равна 0,25 м/с для всех типов воздухораспределителей, кроме щелевых., для последних принимают скорость равной 0,5 м/с;

— характерный линейный размер l — расстояние от воздухораспределителя до стены при горизонтальном направлении струи, для воздухораспределителей, размещаемых на потолке — половина расстояния между ними, для воздухораспределителей, равномерно размещаемых на потолке, когда струя сталкивается со струей из ближайшего воздухораспределителя, как половина расстояния между воздухораспределителями плюс расстояние от потолка до границы обслуживаемой зоны;

— показатель воздухораспределения ADPI (Air Diffusion Performance Index).

Длина выброса $X_{0,25}$ является технической характеристикой соответствующего типа воздухораспределителя определенного типоразмера для изотермических условий распространения свободной струи. Длина выброса струи определяется экспериментальным путем в соответствии с Международным стандартом ISO 5219. Эти данные приводятся производителями воздухораспределителей в каталогах, например Systemair, Halton.

Таблица 4.8. Характерный линейный размер для воздухораспределителей определенного типа

Тип воздухораспределителя	Характерный линейный размер l
Высоко расположенные на стене решетки	Расстояния до стены, перпендикулярной струе
Диффузоры, размещаемые на потолке	Расстояние до стены или встречной струи
Решетки при распределении воздуха над полом	Длина в направлении распространения струи
Щелевые воздухораспределители, размещаемые на потолке	Расстояние до стены или половина расстояния между воздухораспределителями
Диффузоры со встроенными светильниками	Половина расстояния между воздухораспределителями плюс расстояние от потолка до границы обслуживаемой зоны
Перфорированные и панельные диффузоры	Расстояние до стены или половина расстояния между воздухораспределителями

Показатель воздухораспределения ADPI (Air Diffusion Performance Index) — статистическая характеристика, определяющая процент точек в помещении, в которых значение разности температур

Δt_x и подвижности воздуха υ_x не превышает заданных или нормируемых значений. Этот показатель определяет равномерность температурных и скоростных полей в помещении при перемешивающей вентиляции, как одно из условий ее эффективной работы. Он не может быть использован при расчетах вытесняющей вентиляции. Так как поля температуры и скорости воздуха формируются под влиянием не только приточных струй, но и конвективных потоков, то максимальное значение показателя воздухораспределения ADPI зависит от удельной тепловой нагрузки на СКВ в помещении в режиме охлаждения на квадратный метр площади пола. В таблице 4.9. приведены рекомендуемые значения отношения $X_{0,25}/l$ для достижения максимального значения показателя ADPI в зависимости от типа воздухораспределителя и удельной тепловой нагрузки помещения и диапазон значений отношения $X_{0,25}/l$, при которых показатель ADPI превышает определенное значение.

Таблица 4.9. Данные для выбора типоразмера воздухораспределителя

Вид воздухораспределителя	Удельная тепловая нагрузка помещения, Вт/м^2	$X_{0,25}/l$ для максимального ADPI	Максимальное ADPI, %	Для ADPI больше чем	Диапазон $X_{0,25}/l$
Решетки, высоко расположенные на стене	240	1,8	68	–	–
	180	1,8	72	70	1,5–2,2
	120	1,6	78	70	1,5–2,3
	60	1,5	85	80	1,0–1,9
Диффузоры, размещаемые на потолке и образующие закрученные струи	240	0,8	76	70	0,7–1,3
	180	0,8	83	80	0,7–1,2
	120	0,8	88	80	0,5–1,5
	60	0,8	93	90	0,7–1,3
Решетки при распределении воздуха над полом с параллельными жалюзи	240	1,7	61	60	1,5–1,7
	180	1,7	72	70	1,4–1,7
	120	1,3	86	80	1,2–1,8
	60	0,9	95	90	0,8–1,3
Решетки при распределении воздуха над полом с жалюзи под углом	240	0,7	94	90	0,6–1,5
	180	0,7	94	80	0,6–1,7
	120	0,7	94	–	–
	60	0,7	94	–	–
Щелевые воздухораспределители, размещаемые на потолке (для $X_{0,5}/x$)	240	0,3	85	80	0,3–0,7
	180	0,3	88	80	0,3–0,8
	120	0,3	91	80	0,3–1,1
	60	0,3	92	80	0,3–1,5
Диффузоры со встроенными светильниками	180	2,5	86	80	<3,8
	120	1,0	92	90	<3,0
	60	1,0	95	90	<4,5
Перфорированные и панельные диффузоры	35–150	2,0	96	90	1,4–2,7
				80	1,0–3,4

Порядок выбора типоразмера воздухораспределителя:

1. Определяют расход приточного воздуха в помещении $L_П$, м^3/час.
2. Выбирают тип воздухораспределителя и место размещения, при потолочном размещении учитывают рекомендуемые размеры ячейки помещения, обслуживаемые одним воздухораспределителем.
3. Определяют характерный линейный размер l *в* зависимости от типа воздухораспределителя из таблицы 4.8.
4. Определяют рекомендуемое значение отношения $X_{0,25}/l$ для достижения максимального значения показателя ADPI в зависимости от типа воздухораспределителя и удельной тепловой нагрузки помещения по таблице 4.9.
5. Вычисляют требуемую длину выброса (дальнобойность) струи $X_{0,25}$:

$$X_{0,25} = \frac{X_{0,25}}{l} l. \qquad (4.55)$$

6. Выбирают типоразмер воздухораспределителя в зависимости от расхода воздуха через воздухораспределитель $L_{вр}$, м³/ час, и значения длины выброса по графикам каталога или определяя площадь живого сечения воздухораспределителя по формуле:

$$A_0 = \left(\frac{mL_{вр}}{3600 \cdot 0,25 \cdot X_{0,25}} \right)^2 . \qquad (4.56)$$

7. Определяют скорость воздуха в живом сечении воздухораспределителя, уровень звуковой мощности, излучаемой воздухораспределителем и потери давления по данным каталога.

Европейская методика выбора типоразмера воздухораспределителя и расчета воздухораспределения (Скандинавские страны)

В методике выбора типоразмера воздухораспределителя, принятой в Европе (Скандинавские страны) [81], используют аналогичные понятия: длина выброса струи и характерный линейный размер. Но максимальное значение скорости воздуха в сечении струи на расстоянии длины выброса принимают 0,2 м/с, поэтому обозначение длины выброса струи — $X_{0,2}$. Характерный линейный размер определяют аналогично по таблице 4.8, а отношение $X_{0,2}/l$ принимают в диапазоне от 1,2 до 1,5 в зависимости от вида приточной струи. Используют также понятие ширины струи в сечении, где скорость воздуха на оси струи составляет 0,2 м/с соответственно в вертикальной плоскости b_v и горизонтальной b_h. Длина выброса, характерный линейный размер и ширина струи указываются обычно в каталогах для соответствующего типа воздухораспределителя при изотермических условиях. Если условия распространения струи отличны, от тех, при которых проводились испытания и экспериментальное определение длины выброса, то при определении типоразмера воздухораспределителя вводят соответствующие корректирующие параметры и коэффициенты.

Если высота помещения превышает 2,8 м, то характерный линейный размер x увеличивают на расстояние от потолка до уровня 2,8 м:

$$x = l + (h_{вз} - 2,8), \qquad (4.57)$$

где l — характерная длина, м, для соответствующего типа воздухораспределителя.

Если воздухораспределители установлены на расстоянии от потолка более чем 300 мм и не происходит настилания струи на потолок, то $x = 1,4l$. При взаимодействии двух или нескольких параллельных струй, длина выброса струи будет больше, чем для одной струи, поэтому длину выброса нескольких параллельных струй определяют с учетом коэффициента k_3: $x = k_3 l$. Коэффициент k_3 определяют по графику на рисунке 4.25 в зависимости от отношения a/b_h, где a — расстояние между воздухораспределителями, м, и количества струй. Длину выброса струи определяют экспериментально при изотермических условиях, если температура воздуха в струе отличается от температуры воздуха в помещении, то вводят коэффициент k_1 при определении характерного линейного размера: $x = k_1 l$.

Коэффициент k_1 определяют по таблице 4.10.

Таблица 4.10. Корректирующий коэффициент k_1, учитывающий неизотермичность приточной струи

Рабочая разность температур, Δt_p, °C	12	10	8	6	4	2	0	–2	–4	–6
k_1	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,8	2,2	2,5

Характерный линейный размер используют только для выбора типоразмера воздухораспределителя.

Пример 4.1. Выбор типоразмера вентиляционной решетки, размещаемой на стене на расстоянии 400 мм от потолка

Расход воздуха $L_{вр}$ = 250 м³/час. Расстояние до стены B=2,5м. Высота помещения 3,4 м. Рабочая разность температур Δt_p = 4°C.

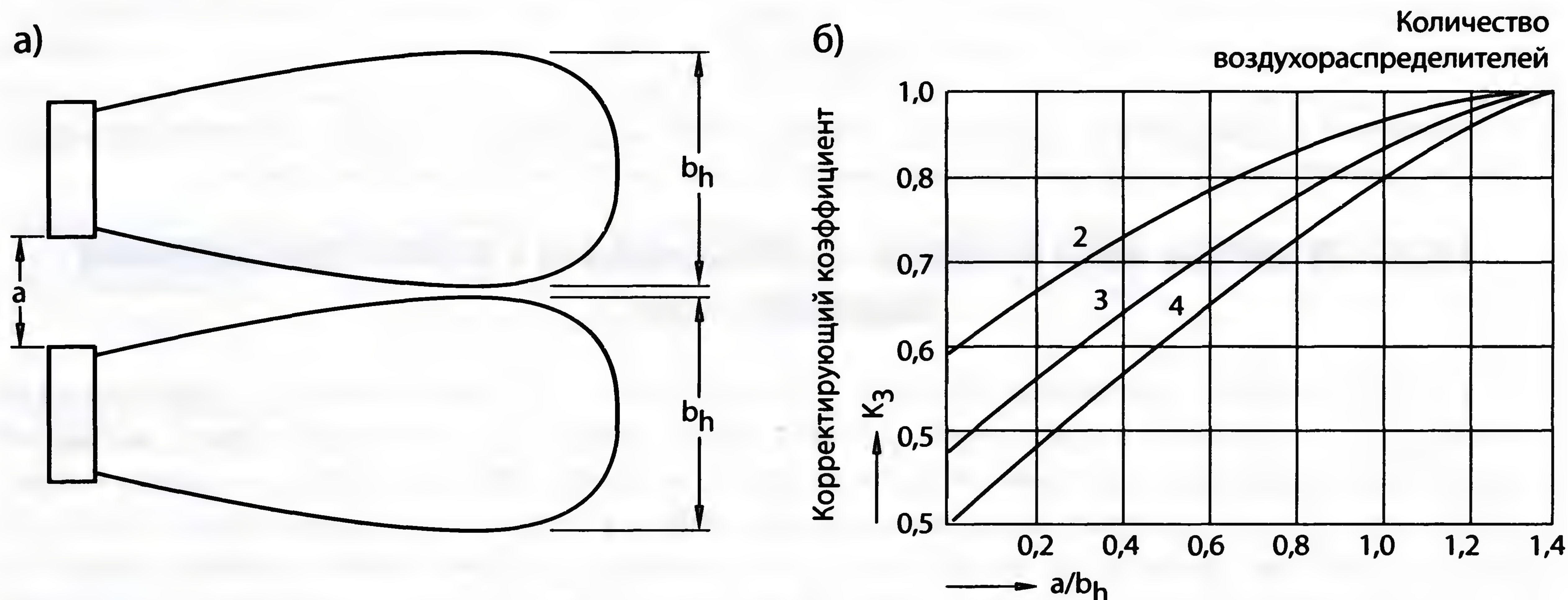


Рисунок 4.25. Корректирующий коэффициент Кз, учитывающий взаимодействие двух струй:
а) схема взаимодействия двух струй; б) график

Характерный линейный размер:

$$x = B \cdot k_1 \cdot 1{,}4 + (h_{вз} - 2{,}8) = 2{,}5 \cdot 1{,}3 \cdot 1{,}4 + (3{,}4 - 0{,}4 - 2{,}8) = 4{,}75\,м.$$

Требуемая длина выброса (дальнобойность) струи $X_{0,2}$ при отношении 1,25:

$$X_{0,2} = 1{,}25x = 1{,}25 \cdot 4{,}75 = 5{,}94\,м.$$

Требуемая площадь живого сечения вентиляционной решетки:

$$A_0 = \left(\frac{mL_{вр}}{3600 \cdot 0{,}2 \cdot X_{0,2}}\right)^2 = \left(\frac{4{,}5 \cdot 250}{3600 \cdot 0{,}2 \cdot 5{,}94}\right)^2 = 0{,}069\,м^2.$$

После выбора типоразмера воздухораспределителя определяют скорость воздуха в живом сечении воздухораспределителя υ_0, уровень звуковой мощности, излучаемой воздухораспределителем, и потери давления.

Далее проверяют скорость воздуха в струе в характерных точках на границе обслуживаемой зоны, которые определяют в соответствии с расчетной схемой подачи воздуха. Например, для расчетной схемы подачи приточной струи настилающейся веерной струей (рисунок 4.24) — это две точки на границе обслуживаемой зоны: одна у стены, другая между двумя воздухораспределителями.

Скорость воздуха в первой точке:

$$\upsilon_x = \frac{0{,}2 \cdot X_{0,2}}{x}. \qquad (4.58)$$

Скорость воздуха во второй точке для изотермической компактной, веерной струи:

$$\upsilon_{x1} = \frac{0{,}2 \cdot X_{0,2}}{l + \dfrac{(H_n - h_{o.з})}{0{,}47}}. \quad (4.59)$$

Для плоской струи используют формулу:

$$\upsilon_x = 0{,}2\sqrt{\frac{X_{0,2}}{x}}\,. \quad (4.60)$$

При рассмотрении неизотермической струи скорость воздуха определяют с учетом поправки $\Delta\upsilon$:

$$\upsilon'_x = \upsilon_x + \Delta\upsilon\,. \quad (4.61)$$

Поправку $\Delta\upsilon$ определяют по графику на рисунке 4.26 в зависимости от избыточной температуры Δt_x, определяемой по формуле:

$$\Delta t_x = \frac{\Delta t_0 IK1}{x}, \quad (4.62)$$

где параметр *IK1* определяется для соответствующего типоразмера и типа воздухораспределителя по данным производителя (по сути $IK1 = n\sqrt{A_0}$), а также расстояния от рассматриваемой точки до потолка $b = H_n - h_{o.з}$.

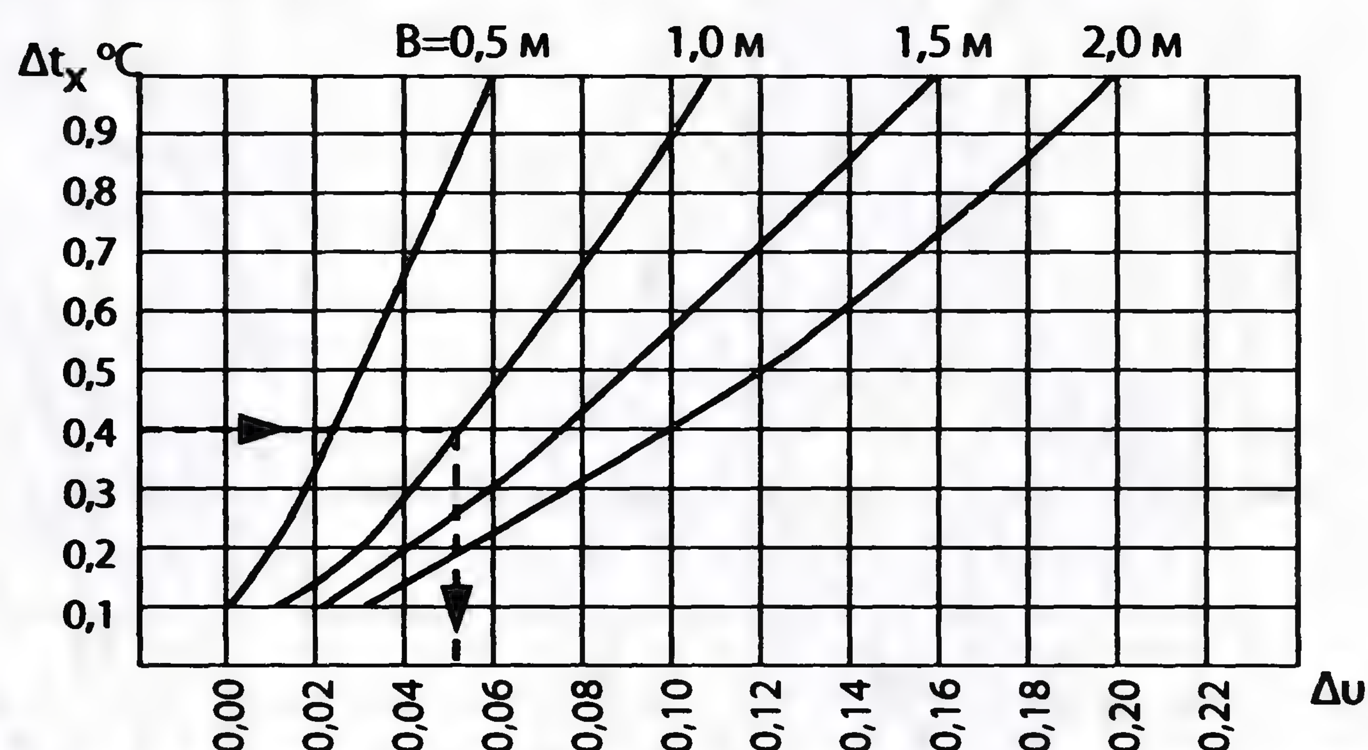


Рисунок 4.26. Поправка к скорости движения воздуха, учитывающая неизотермичность струи

Анализ методик выбора типоразмера воздухораспределителя и расчета воздухораспределения с использованием расчетных формул показывает, что общим для всех методик является выбор типоразмера воздухораспределителя не по величине скорости в живом сечении воздухораспределителя, как это часто делают ошибочно, а по параметрам, обеспечивающим эффективное воздухораспределение: безотрывное течение настилающейся струи, ее дальнобойность, равномерное поле температуры и скорости воздуха в помещении и т.п. Общим также является использование эмпирических коэффициентов и параметров в расчетных формулах, хотя применяются разные коэффициенты, полученные экспериментальным путем. Данные, используемые в американской методике, основаны на математическом моделировании воздухораспределения в помещении. Отечественная методика предполагает расчет и сравнение температуры и скорости воздуха в струе, тогда как европейская методика ограничивается только определением скорости воздуха в струе.

Расчет воздухораспределения с использованием диаграмм

Наряду с расчетными формулами широко используются диаграммы для выбора типоразмера воздухораспределителя, расчета воздухораспределения, определения акустических характеристик

и потерь давления в воздухораспределителе (IMP KLIMA, TROX, АРКТОС и др.). Использование диаграмм существенно упрощает работу проектировщика. Форму диаграммы определяет вид приточной струи, образуемой воздухораспределителем. В качестве примера выбраны диаграммы, представленные в каталоге IMP KLIMA [23].

Для вентиляционных решеток, высоко установленных на стене, и образующих настилающуюся компактную струю, разработана диаграмма, представленная на рисунке 4.27. Диаграмма соответствует схеме распространения приточной струи на рисунке 4.28 при ее настилании на потолок. Построение отдельных областей диаграммы основано на зависимостях, подобных 4.3, 4.4 и др. Диаграмма позволяет выбрать типоразмер воздухораспределителя, определить скорость и избыточную относительную температуру в струе, ширину струи и индукцию. Индукция — параметр, определяющий интенсивность эжектирования окружающего воздуха приточной струей, ее определяют по формуле:

$$I = C\left(\frac{\upsilon_0}{\upsilon_x}\right), \qquad (4.63)$$

где C = 1,4 для щелевых воздухораспределителей; C = 2,0 для всех остальных видов воздухораспределителей.

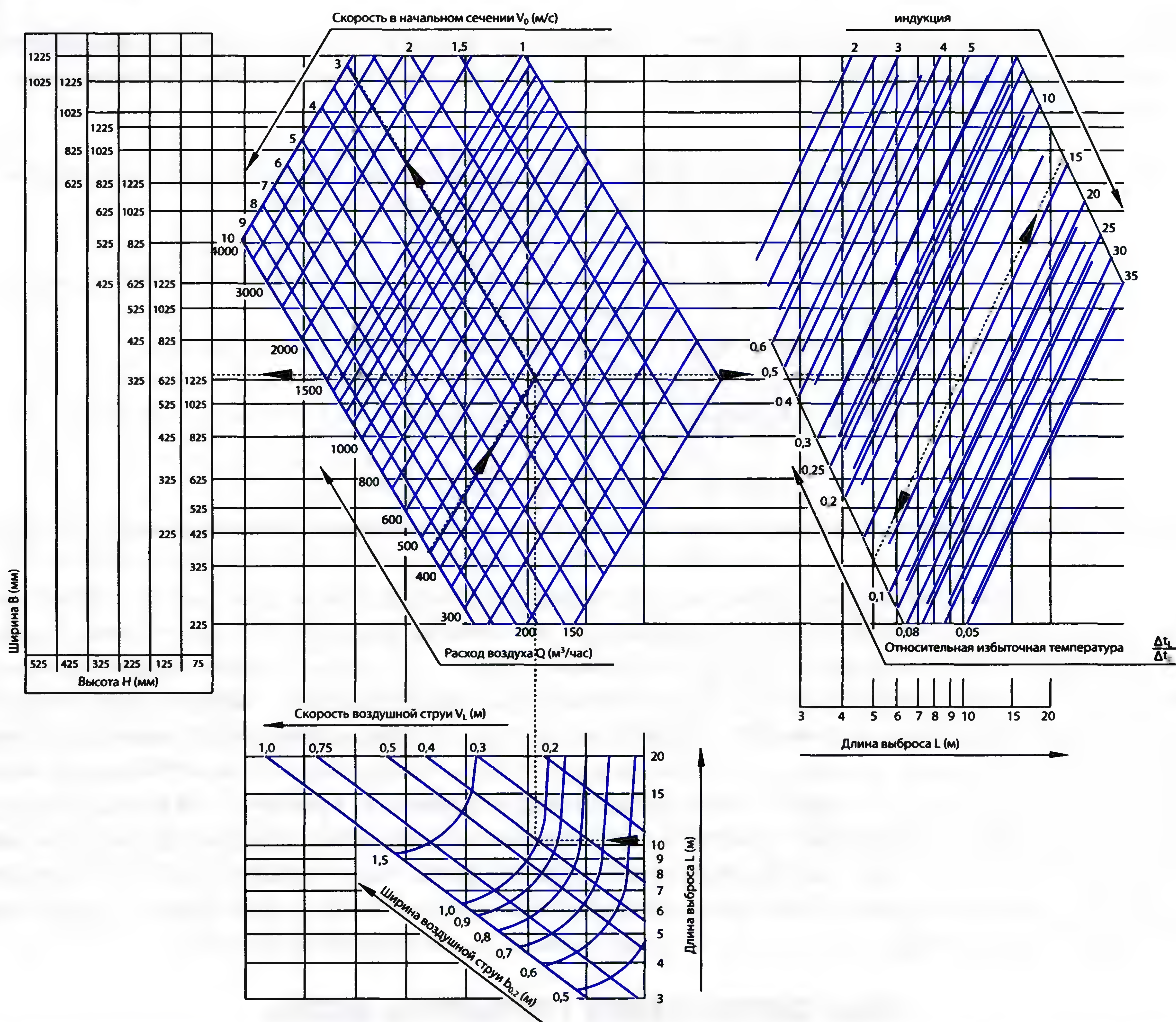


Рисунок 4.27. Диаграмма для определения типоразмера, индукции и избыточной температуры воздушной струи алюминиевых и стальных решеток с эффектом настилания

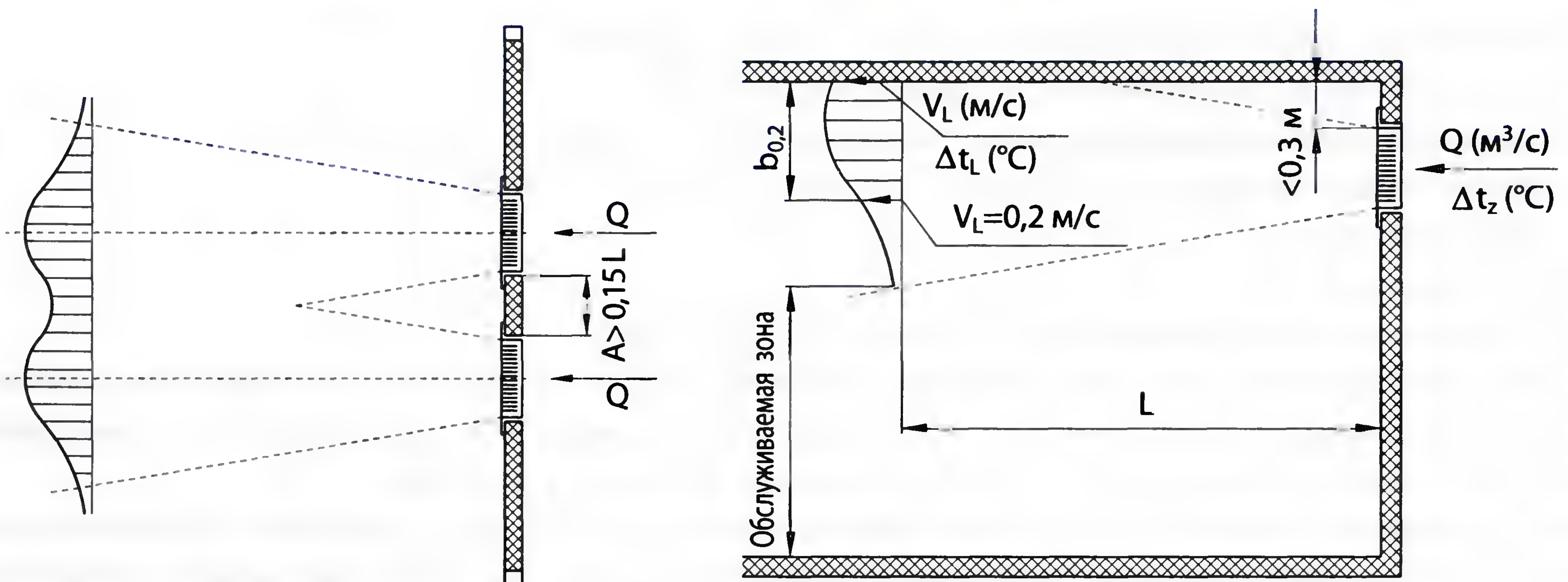


Рисунок 4.28. Схема распространения приточной струи

При известном типоразмере решетки и расходе воздуха через нее диаграмма позволяет определить на заданном расстоянии скорость воздуха в живом сечении решетки, относительную избыточную температуру воздуха в струе, индукцию и ширину струи.

Пример 4.2.

Расход воздуха через решетку L = 460 м³/час, рабочая разность температур Δt_0 = 5°C, требуемая скорость воздуха на оси струи v_l = 0,4 м/с на расстоянии ℓ = 10 м от места выпуска струи, выбранный типоразмер решетки AR-1 с размерами 625x125 мм. Требуется определить скорость и избыточную температуру воздуха в струе, ширину струи и индукцию.

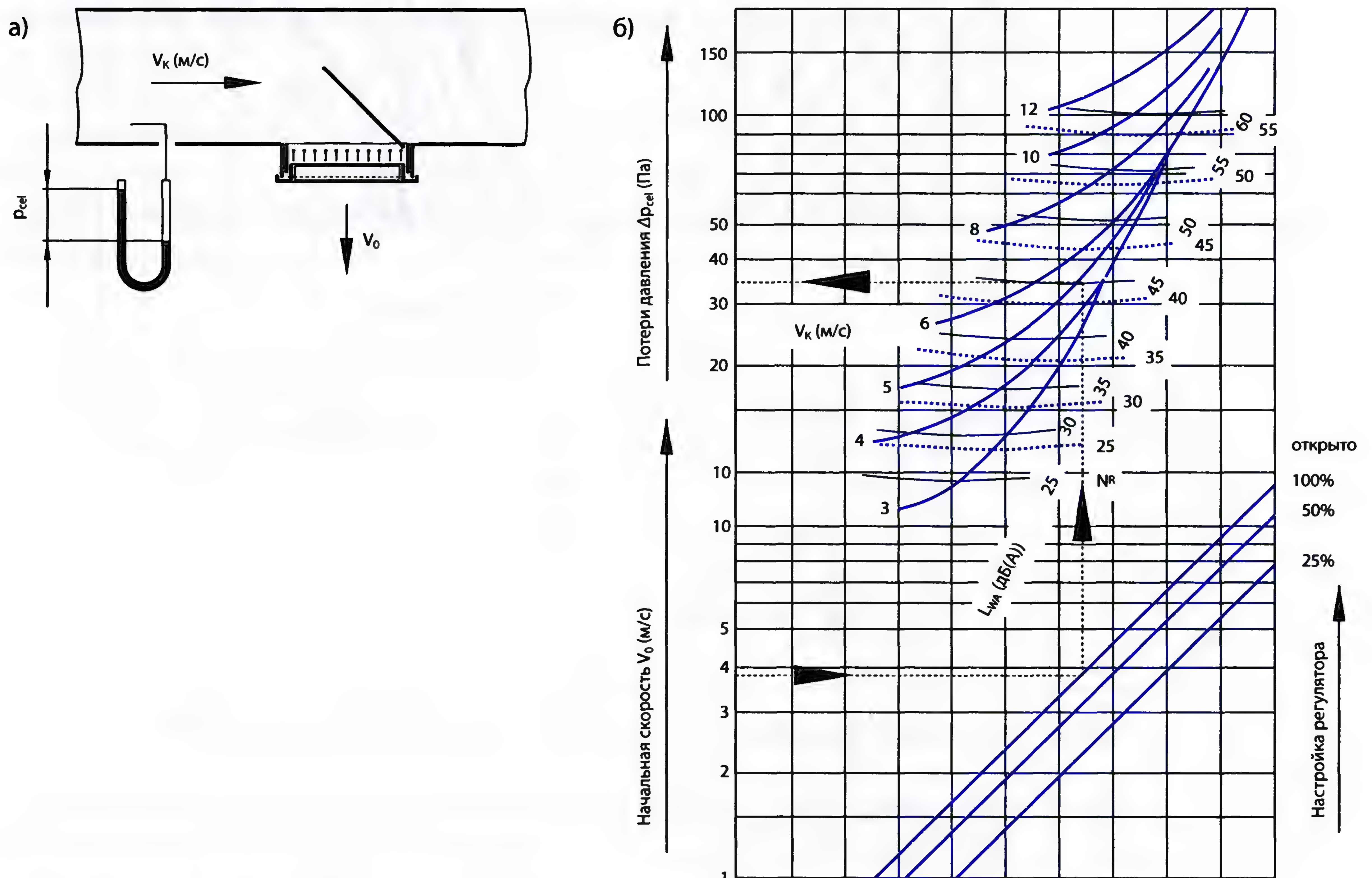


Рисунок 4.29. Диаграмма потери давления и уровня шума для решеток AR-1, AR-2, AR-6, AR-7, AR-8, AR-9, JR-1, JR-2, JR-5, JR-6 с комплектующей деталью E

По диаграмме (рисунок 4.27) определяем следующие параметры:

— скорость воздуха в живом сечении решетки $v_0 = 3$ м/с;

— относительная избыточная температура воздуха в струе $\Delta t_L/\Delta t_0 = 0{,}13$;

— избыточная температура воздуха в струе $\Delta t_L = 5 \cdot 0{,}13 = 0{,}65$°C;

— индукция I = 15;

— ширина струи м;

— минимальное расстояние между решетками А = 1,5 м.

С помощью диаграммы (рисунок 4.29) при известной скорости воздуха в живом сечении решетки м/с, скорости воздуха в воздуховоде   и настройке регулятора 100% определяют А — взвешенный уровень звуковой мощности LwA = 45 дБ(А) и потери давления в решетке .

Для размещаемых на потолке классических диффузоров (OD-3), образующих настилающуюся веерную струю, разработана диаграмма, представленная на рисунке 4.30. Диаграмма соответствует схеме распространения приточной струи на рисунке 4.31. Диаграмма позволяет выбрать типоразмер диффузора OD-3, определить скорость и избыточную относительную температуру в струе, ширину струи и индукцию, в том числе на границе обслу живаемой зоны у стены.

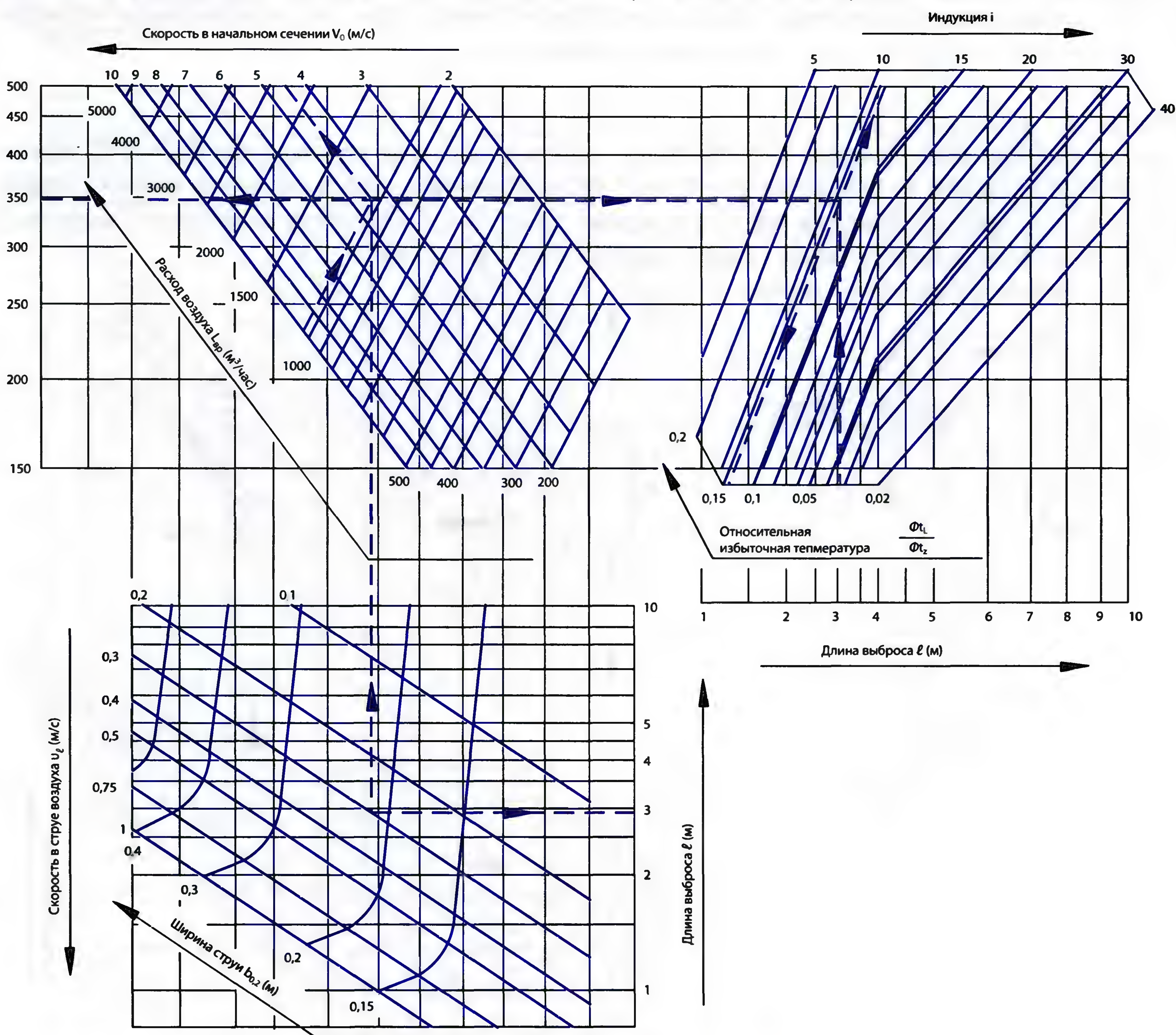


Рисунок 4.30. Диаграмма для определения типоразмера, индукции и избыточной температуры в струе воздуха для круглых диффузоров OD-3

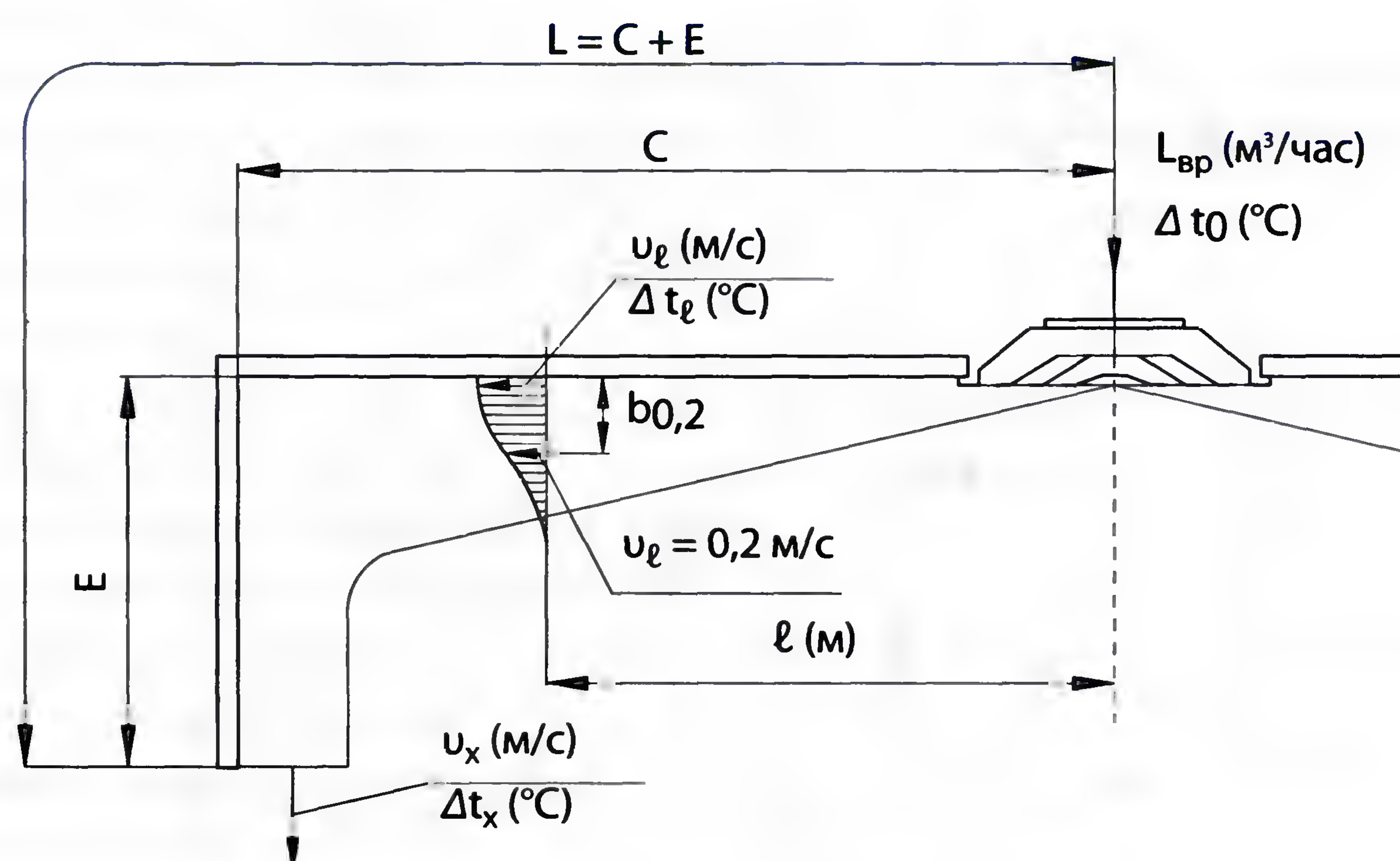


Рисунок 4.31. Схема распространения приточной струи

Пример 4.3.

Расход воздуха через диффузор $L_{вр}$ = 1000 м³/час, рабочая разность температур Δt = 5°C, требуемая скорость воздуха на оси струи v_L = 0,3 м/с на расстоянии L=3 м от места выпуска струи. Диффузор OD-3 типоразмер 350.

По диаграмме (рисунок 4.30) определяем следующие параметры:

— скорость воздуха в живом сечении диффузора v_0 = 4,7 м/с;

— относительная избыточная температура воздуха в струе $\Delta t_\ell/\Delta t_0$ = 0,12;

— избыточная температура воздуха в струе Δt_ℓ = 5·0,12 = 0,6°C;

— индукция I=13;

— ширина струи $b_{0,2}$ = 0,3 м.

Для диффузоров при размещении на потолке следует проверять скорость и избыточную температуру воздуха в двух точках на границе обслуживаемой зоны: у стены и между двумя воздухораспределителями. Для определения вертикальной скорости воздуха между двумя воздухораспределителями используют и расчетную схему (рисунок 4.32) и диаграмму (рисунок 4.33).

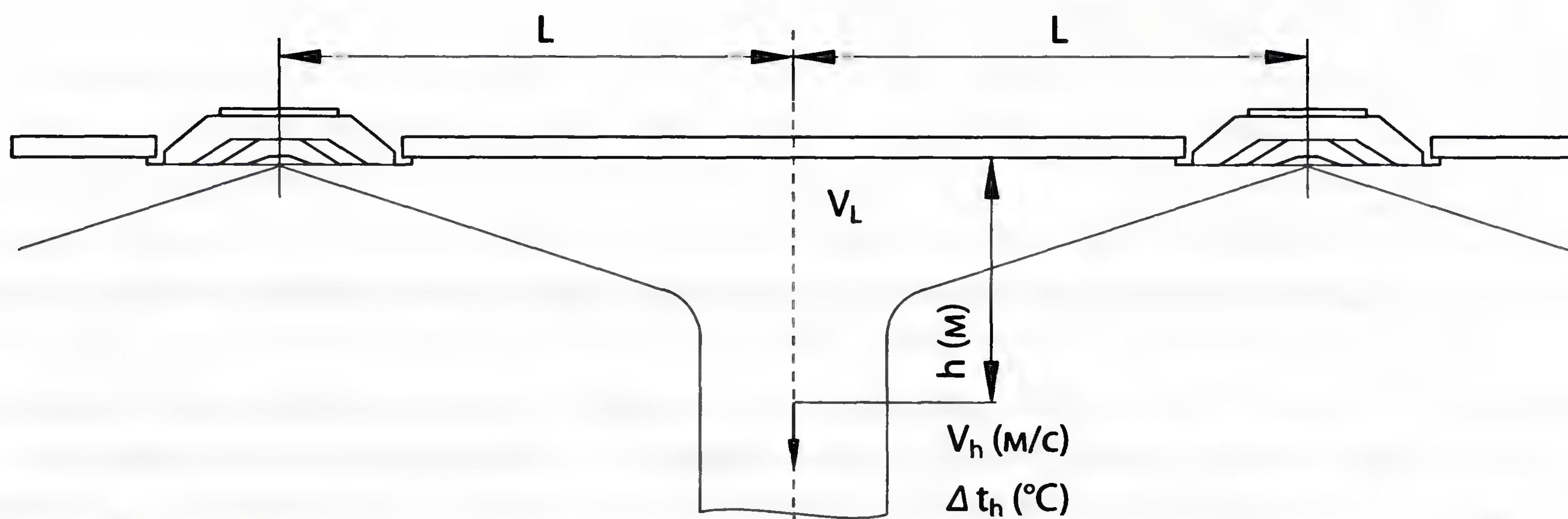


Рисунок 4.32. Расчётная схема для определения вертикальной скорости

Первоначально по диаграмме (рисунок 4.30) определяют скорость воздуха в струе между воздухораспределителями на уровне потолка v_ℓ = 0,3 м/с на расстоянии, равном половине расстояния между воздухораспределителями. Затем по диаграмме (рисунок 4.33) при расстоянии от потолка 1,0 м и скорости воздуха в струе на уровне потолка v_ℓ = 0,3 м/с определяют вертикальную скорость на границе обслуживаемой зоны $v_{x\ell}$ = 0,16 м/с .

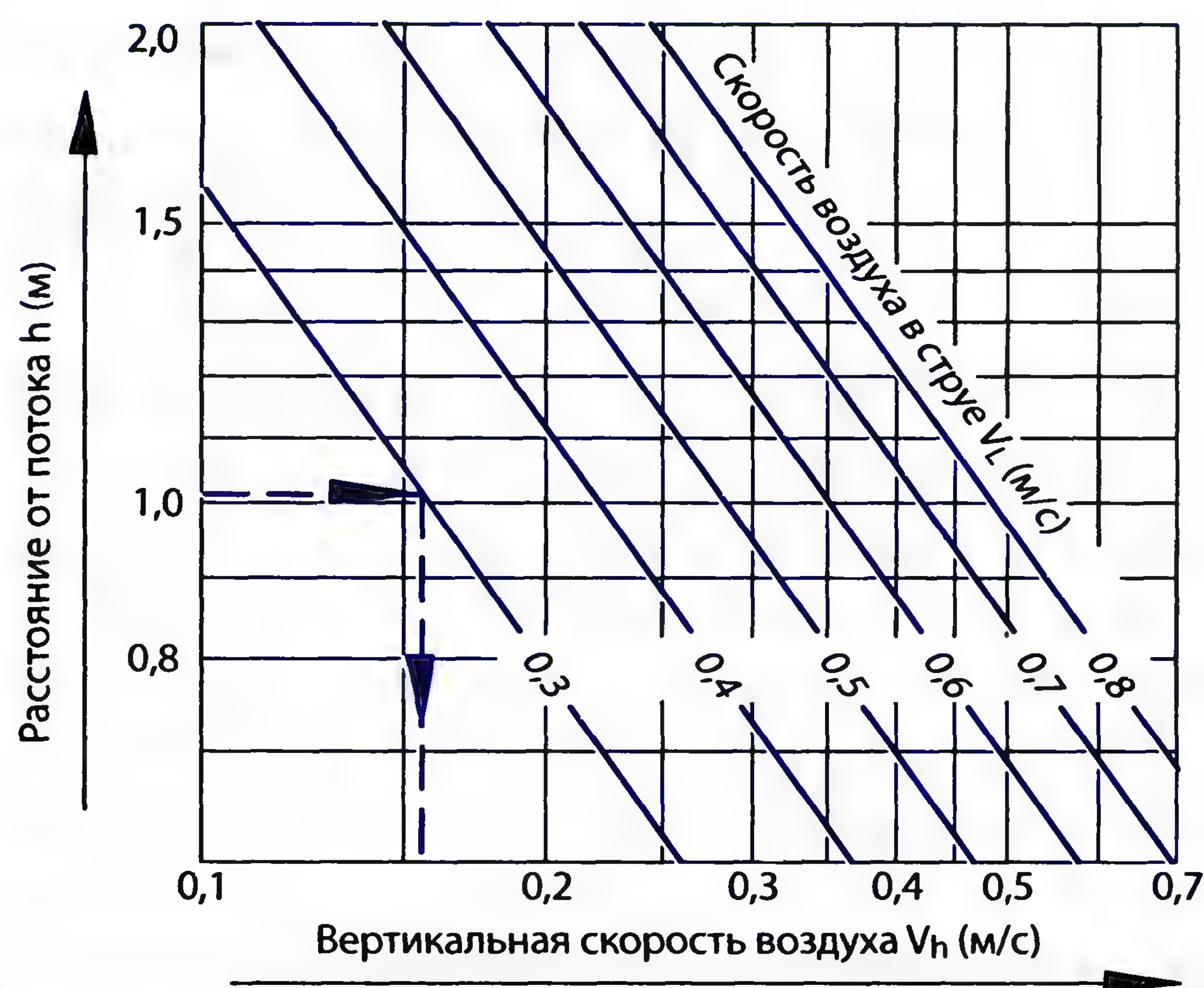
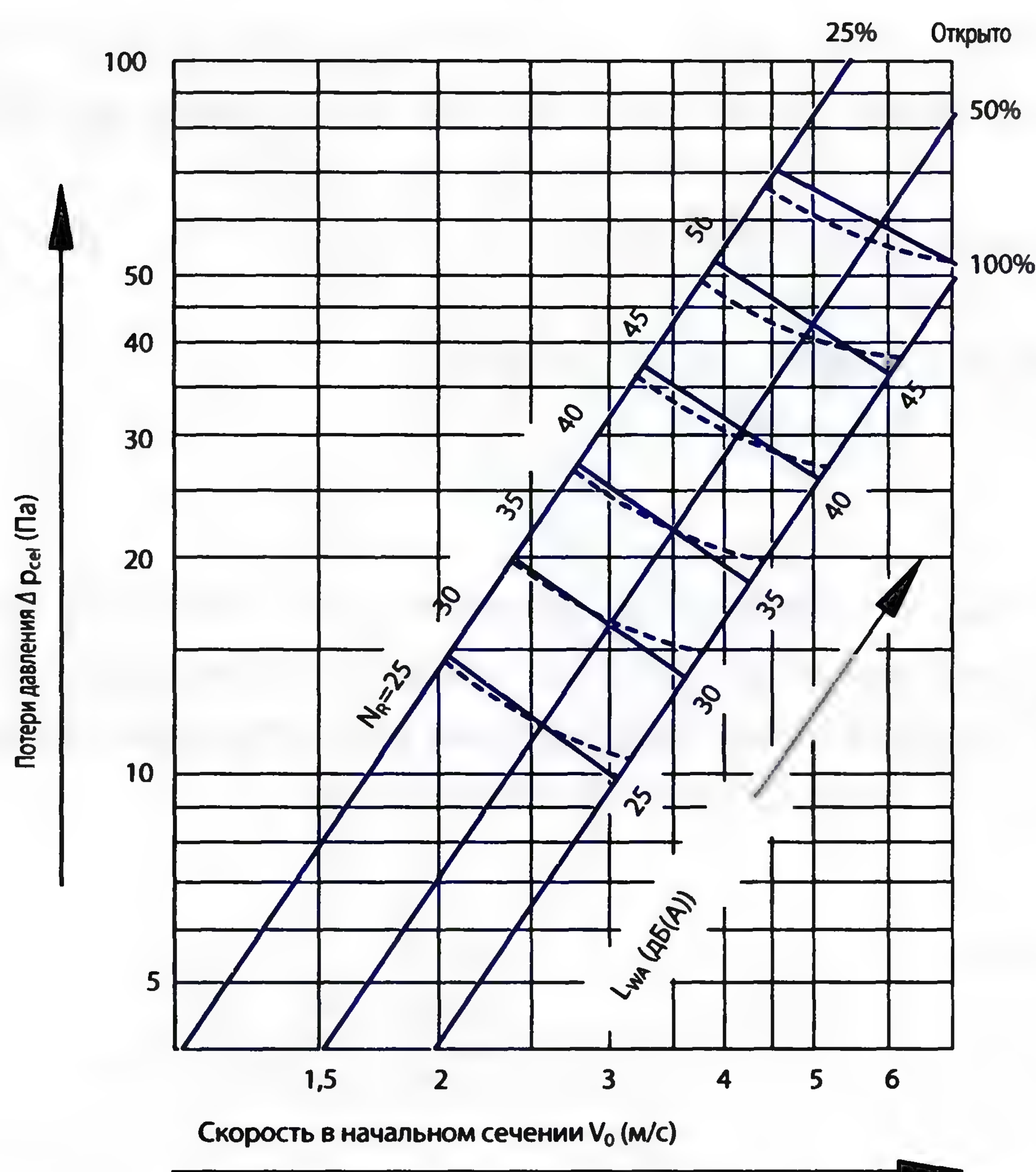


Рисунок 4.33. Изменение температуры воздуха на высоте помещения



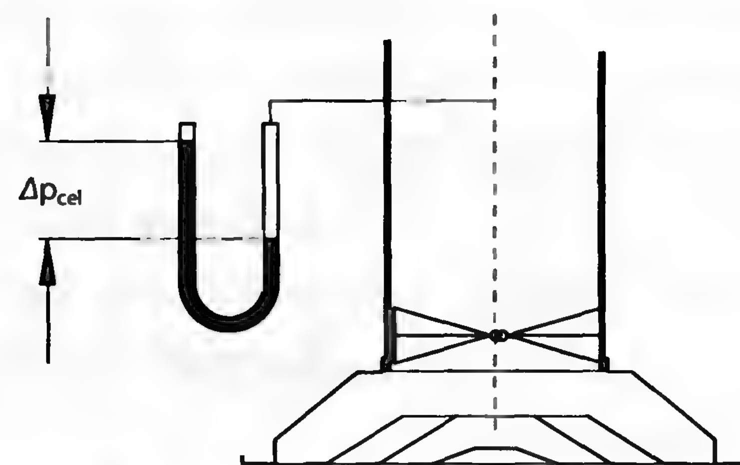


Рисунок 4.34. Диаграмма потери давления и уровня шума (для комплектующих деталей J3 и M)

A — взвешенный уровень звуковой мощности L_{wA} и потери давления в диффузоре ΔP_p определяют по диаграмме (рисунок 4.34) для диффузора с регулятором J3 и M. Например, при скорости воздуха v_0 = 4,7 м/с потери давления составят ΔP_p = 22 Па и уровень звуковой мощности L_{wA}=37,5 дБ (A).

Расчет воздухораспределения при перемешивающей вентиляции с использованием компьютерной программы

Наиболее точным, быстрым и удобным способом расчета воздухораспределения является расчет с помощью компьютерной программы. Обычно такую программу расчета предоставляет производитель воздухораспределителей. Для расчета воздухораспределителей, выпускаемых IMP KLIMA, разработана и постоянно модернизируется программа ADE. Программа позволяет выполнить расчет воздухораспределения для следующих типов современных воздухораспределителей:

— жалюзийных вентиляционных решеток;
— диффузоров прямоугольного и круглого сечения, вихревых воздухораспределителей;
— вихревых воздухораспределителей с переменным углом направления лопаток;
— щелевых воздухораспределителей;
— круглых щелевых воздухораспределителей;
— воздухораздающих сопел.

Исходные данные для расчета такие же, как и для расчета по формулам. В ходе расчета воздухораспределения определяются:
— тип воздухораспределителя (может быть задан);
— типоразмер и число воздухораспределителей;
—установка воздухораспределителей в помещении с учетом обеспечения равномерного поля параметров в рабочей зоне помещения;
— избыточная температура и скорость воздуха в характерных точках струи на границе обслуживаемой или рабочей зоны;
— уровень звуковой мощности, излучаемой воздухораспределителем, по октавам и уровень звукового давления в помещении на верхней границе обслуживаемой зоны.

Программа дает возможность представить в графическом виде схему распространения приточной струи в помещении для соответствующего типа воздухораспределителя. Граница струи соответствует линии постоянной скорости воздуха 0,2 м/с.

В программе результаты расчета представлены в виде текстового отчета и графической информации: размещение воздухораспределителей в плане помещения, разрез по помещению с изображением траектории струи. Итоги расчетов могут быть сохранены в виде файла на диске и выведены на принтер. В программе предусмотрена возможность моделирования характера распространения струи при изменении температуры выпускаемого воздуха, количества воздухораспределителей, геометрических характеристик размещения, размеров воздухораспределителей.

Выбор соответствующего типа и размера воздухораспределителя из заданной группы может осуществляться автоматически или вручную — пользователь может самостоятельно задать соответствующий тип воздухораспределителя.

Для облегчения работы предусмотрена диагностика ошибок при неправильном задании исходных данных или неудовлетворительном результате расчета.

В основе расчета воздухораспределения используется математическая модель турбулентных струйных течений, основанная на теории Прандтля-Шлихтинга о двухмерной картине турбулентности и на эмпирических выражениях, полученных на основе экспериментальных данных испытания конкретных типов воздухораспределителей. Учтены неизотермичность струи, взаимодействие параллельных и встречных струй, настилание струи на потолок помещения, отрыв струи от потолка, распространение струи в условиях, ограниченных размерами помещения. Для обеспечения хорошей циркуляции воздуха в обслуживаемой зоне длина выброса приточной струи должна соответствовать длине помещения. Если высота помещения значительно больше высоты обслуживаемой зоны, то длина выброса должна быть несколько больше длины помещения. Если длина выброса намного больше длины помещения, программа выдает сообщение: «Длина выброса струи превышает границы пространства». Если две или более приточных решеток располагаются близко друг к другу, и струи параллельны, то из-за взаимного влияния длина выброса струи будет возрастать. Увеличение длины выброса зависит от количества приточных решеток и от соотношения расстояния между ними и ширины струи. Использован метод суперпозиции для определения параметров воздуха при наложении двух взаимодействующих струй.

При расчете диффузоров, размещаемых на потолке, выделены две характерные точки, представляющие интерес для определения расчетных параметров на границе обслуживаемой зоны: в месте пересечения двух взаимодействующих струй и там, где струя настилается на вертикальную стену.

Результатами расчета воздухораспределения с помощью компьютерной программы ADE при обеспечении условий теплового и акустического комфорта в обслуживаемой зоне являются:
— размещение воздухораспределителей;
— длина выброса струи;
— избыточная температура в струе в характерных точках;
— индукция на расстоянии равном длине выброса;
— потери давления в воздухораспределителе;
— уровень звуковой мощности, излучаемой воздухораспределителем в октавных полосах;
— уровень звукового давления на границе рабочей или обслуживаемой зоны.

Проектирование систем вытесняющей вентиляции

Принципы расчета вытесняющей вентиляции отличаются от принципов расчета перемешивающей вентиляции, так как действуют другие закономерности при формировании полей скорости и температуры в помещении, определяющими при этом являются конвективные струи, создаваемые источниками теплоты. Если при перемешивающей вентиляции необходимо обеспечить равномерное поле параметров в объеме помещения, в том числе и по высоте, то при вытесняющей вентиляции необходимо, чтобы при определенном расходе приточного воздуха, по возможности минимальном, обеспечивалось нормируемое значение температурного градиента в обслуживаемой зоне и одновременно максимальное значение перепада температуры воздуха по высоте помещения. Если источники теплоты неравномерно распределены по высоте помещения, то температурный градиент не будет одинаковым в обслуживаемой и верхней зоне. Высота обслуживаемой зоны при расчете вытесняющей вентиляции при положении людей сидя принимается 1,1 м, при положении стоя — 1,8 м.

Основные этапы расчета при проектировании вытесняющей вентиляции:
1. Расчет распределения температуры воздуха по высоте помещения.
2. Расчет расхода приточного воздуха.
3. Проверка обеспечения комфортных условий — отсутствия дутья при размещении воздухораспределителя вытесняющей вентиляции.

Расчет распределения температуры воздуха по высоте помещения

Простой и удобной для практических расчетов является методика, разработанная специалистами фирмы «TROX» [78]. Методика основана на предположении о некотором распределении температуры воздуха по высоте помещения при вытесняющей вентиляции (рисунок 4.35). Для выполнения условий теплового комфорта необходимо, чтобы температурный градиент в пределах обслуживаемой зоны не превышал допустимого значения, которое определяется нормами проектирования. На основе анализа значений градиента температуры и минимального значения температуры воздуха на уровне пола, приводимых в разных европейских нормативных документах (таблица 4.11), даны практические рекомендации по определению нормируемых значений средней температуры воздуха в помещении и перепада температур в пределах 1 м от уровня пола в зависимости от степени физической активности человека. В таблице 4.12 представлены рекомендуемые значения.

Таблица 4.11. Данные нормируемых значений градиента температуры и минимального значения температуры воздуха на уровне пола по данным Европейских стандартов и руководств

Нормируемый параметр	DIN 1946/2(1/1994)	SIA V382/1 (1992)	CIBSE (1990)	ISO 7730 (1990)
$\Delta t_{оз}$,°C	≤2	≤2	≤3	≤3
Холодный период, минимальное значение $t_{0,1}$,°C	21	19	20	Нет данных
Теплый период, минимальное значение $t_{0,1}$,°C	21	22	22	Нет данных

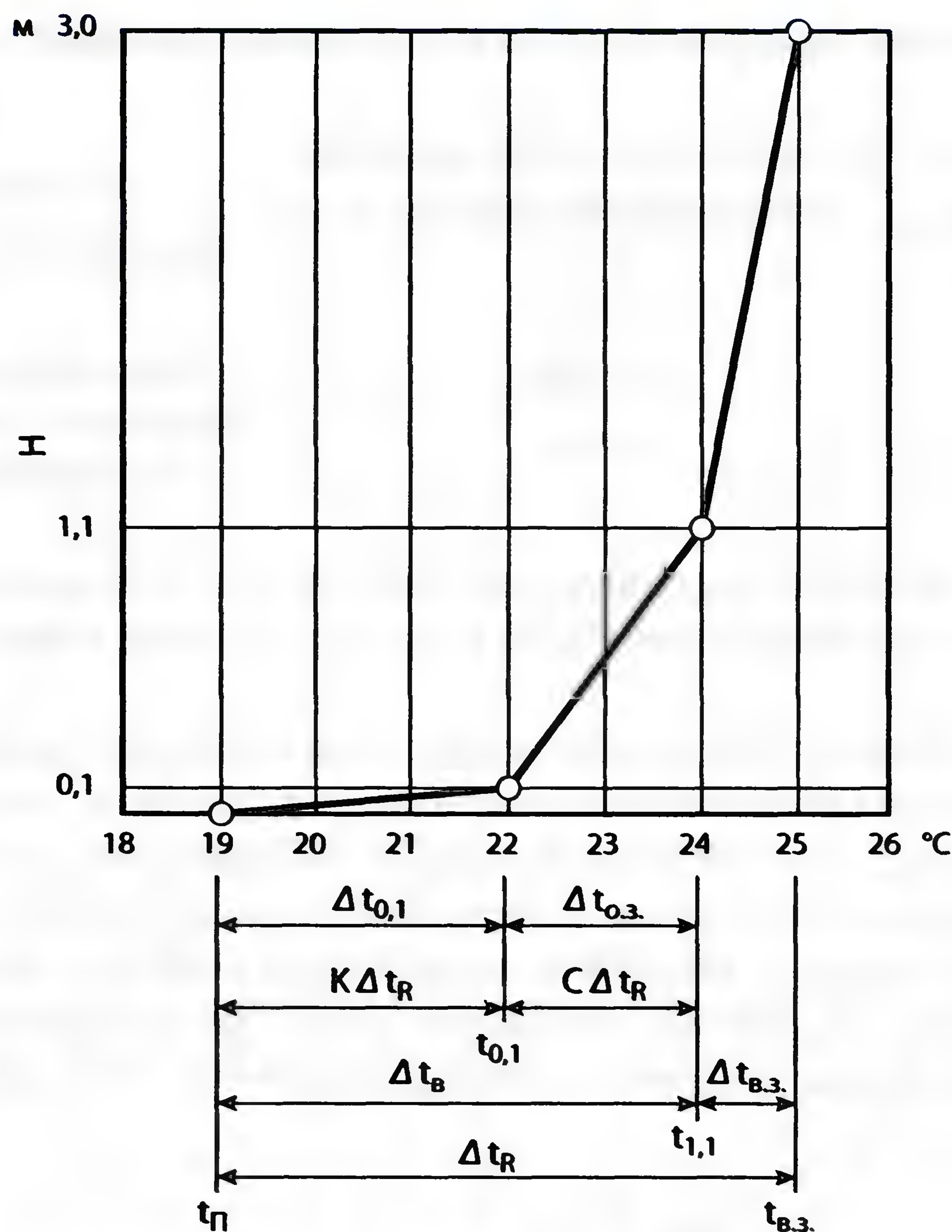


Рисунок 4.35. Изменение температуры воздуха на высоте помещения

В методике использован параметр С, который ввел Крюн (1995), равный отношению температурного градиента в обслуживаемой зоне к разности температуры воздуха в верхней зоне и температуры приточного воздуха:

$$C = \frac{\Delta t_{оз}}{\Delta t_R} = \frac{t_{1,1} - t_{0,1}}{t_{вз} - t_n}, \tag{4.64}$$

где $t_{0,1}$ и $t_{1,1}$ — температура воздуха, соответственно у пола на расстоянии 0,1 м и на высоте 1,1 м, °C;

$t_{вз}$ — температура воздуха в верхней зоне, °C;

$t_{n.}$ — температура приточного воздуха, °C.

Таблица 4.12. Нормируемые значения температуры воздуха в помещении и температурного градиента

Степень физической активности	Полные тепловыделения в Вт	Температура воздуха в помещении, °C	Температурный градиент, °C $t_{1,1}-t_{0,1}$
Легкая активность, сидя	120	22/22*	≤2,0
Легкая активность, стоя	150	19/21*	≤2,5
Средняя активность, стоя	190	17/17*	≤3,0
Высокая активность, стоя	270	15/16*	≤3,5

* минимальные оптимальные температуры воздуха для холодного периода согласно ГОСТ 12.1.005-88

На основе экспериментальных исследований получены значения параметра С для различных типов помещений в зависимости от доли теплоизбытков в обслуживаемой зоне от общего их количества в помещении (таблица 4.13).

Таблица 4.13. Повышение температуры воздуха в помещении по высоте при вытесняющей вентиляции

Степень повышения температуры в обслуживаемой зоне, параметр С	Доля теплоизбытков в обслуживаемой зоне от общего их количества, %	Тип и назначение помещения
0,16	0–20	Потолочное освещение, музеи и аудитории
0,25	20–60	Офисы
0,33	60–100	Вытесняющая вентиляция с индукцией
0,4	60–100	Офисы со значительными теплопоступлениями, залы собраний, охлаждаемые потолки

Принимая допустимое значение градиента температуры в обслуживаемой зоне $\Delta t_{оз}$, общий перепад температуры воздуха по высоте помещения $\Delta t_R = t_{вз} - t_n$ может быть определен с помощью параметра С.

При вытесняющей вентиляции приточный воздух в виде охлажденного низкоскоростного потока стелется по полу, затопляя обслуживаемую зону. Исследования Э. Мундт (1996) показали, что температура воздуха у поверхности пола будет определяться удельным расходом приточного воздуха на 1 м^2 площади пола, а также условиями теплообмена на его поверхности, как лучистого, так и конвективного [54]. Для описания изменения температуры воздуха у поверхности пола используют безразмерный параметр К, равный отношению разности температуры у поверхности пола и температуры приточного воздуха к разности температуры воздуха в верхней зоне и температуры приточного воздуха:

$$K = \frac{\Delta t_{0,1}}{\Delta t_R} = \frac{t_{0,1} - t_n}{t_{вз} - t_n}. \tag{4.65}$$

На основе анализа данных экспериментальных исследований Э. Мундт получила значение параметра К, равное 0,5, при минимальном удельном расходе приточного воздуха около 5,4 м^3/ (час·м^2). Это позволило ей сформулировать «правило 50%» для распределения температуры воздуха по высоте помещения: температура воздуха у пола является средней величиной температуры приточного и удаляемого воздуха для большинства обычных помещений [54]. В таблице 4.14 представлены рекомендуемые значения параметра К в зависимости от удельного расхода воздуха и типа помещения.

Таблица 4.14. Безразмерный параметр К, описывающий повышение температуры воздуха у пола при вытесняющей вентиляции

Параметр К	Удельный расход приточного воздуха, м^3/ (час·м^2)	Тип помещения
0,5	5–10	Обычные помещения
0,33	15–20	Вытесняющая вентиляция с индукцией
0,2	>25	Залы собраний

Порядок расчета распределения температуры по высоте помещения:

1. Принимают допустимое значение температурного градиента в обслуживаемой зоне $\Delta t_{оз}$.
2. Определяют значение параметра С по таблице 4.13 в зависимости от типа помещения и особенностей системы кондиционирования воздуха и воздухораспределения.
3. Определяют перепад температуры воздуха в верхней зоне и приточного воздуха:

$$\Delta t_R = t_{вз} - t_n = C \cdot (t_{1,1} - t_{0,1}). \tag{4.66}$$

4. Принимают значение параметра K по таблице 4.14 и определяют перепад температуры воздуха у пола и температуры приточного воздуха:

$$\Delta t_{0,1} = K \cdot \Delta t_R. \tag{4.67}$$

5. Задаваясь значением температуры воздуха у пола, определяют значение температуры приточного воздуха:

$$t_n = t_{0,1} - \Delta t_{0,1}. \tag{4.68}$$

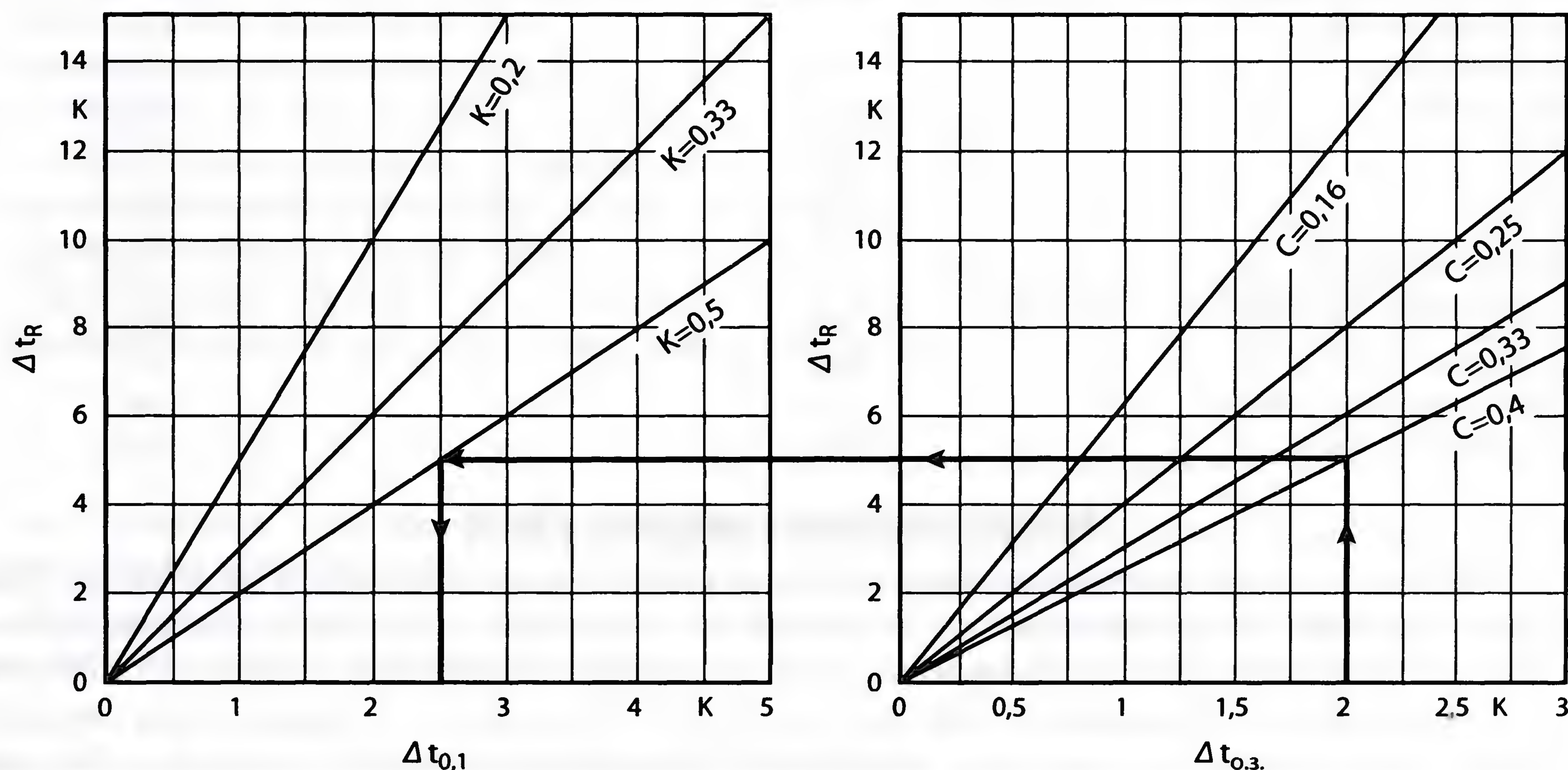


Рисунок 4.36. Диаграмма для определения $\Delta t_{0,1}$

6. Определяют значение температуры воздуха в верхней зоне:

$$t_{вз} = t_n + \Delta t_R. \tag{4.69}$$

Для расчета распределения температуры воздуха по высоте помещения используют диаграммы, пример которой представлен на рисунке 4.36. На диаграмме дан ключ, согласно которому может быть определена разность температур $\Delta t_{0,1}$.

Расчет расхода приточного воздуха

Требуемый расход приточного воздуха при вытесняющей вентиляции определяют согласно указаниям Главы 3 для ассимиляции вредных газов, избыточной теплоты и влаги. При определении расхода воздуха для удаления избыточной теплоты принимают определенные выше значения Δt_R — перепада температуры удаляемого воздуха (верхней зоны) и приточного воздуха. Расход приточного воздуха не должен быть меньше минимально необходимого расхода наружного воздуха.

Особенностью расчета расхода приточного воздуха при вытесняющей вентиляции является то, что расход приточного воздуха также не должен быть менее значения расхода воздуха из условия обеспечения качества воздуха в обслуживаемой зоне. Последнее значение определяют как сумму расходов воздуха в восходящих конвективных потоках воздуха над источниками теплоты на высоте H от уровня пола. Количество воздуха в конвективных потоках зависит от вида источника, его геометрии и перепада температуры воздуха в помещении. Оно может быть оценено только при-

близительно. Предельные значения для типичных источников конвективной теплоты в помещении приведены в таблице 4.15.

Таблица 4.15. Значения расхода воздуха в восходящих конвективных потоках над источником теплоты

Источник теплоты	Примерное значение тепловыделений, Вт	Расход воздуха на высоте 1,1 м над уровнем пола, м³/час	Расход воздуха на высоте 1,8 м над уровнем пола, м³/час
Люди в положении сидя или стоя; легкая активность	100–120	80–100	180–210
Офисное оборудование:			
настольные лампы;	60	40	100
компьютер, факс;	300	100	200
проектор;	300	100	200
настольный принтер;	400	120	250
принтер;	1000	200	400
нагревательные элементы	400	40	100
Тепловыделяющее оборудование:			
1 м в диаметре и 1 м по высоте;	2000		600
1 м в диаметре и 2 м по высоте;	4000		800
2 м в диаметре и 1 м по высоте;	6000		900
2 м в диаметре и 2 м по высоте	8000		1000

Проверка обеспечения комфортных условий

В отличие от систем перемешивающей вентиляции скорость выпуска воздуха в системах вытесняющей вентиляции, как правило, меньше, однако вблизи воздухораспределителей может ощущаться неприятное дутье. Это связано с тем, что при выпуске холодного приточного воздуха под действием гравитационных сил, определяемых значением критерия Архимеда, поток воздуха будет опускаться вниз, а над поверхностью пола будет наблюдаться зона ускорения потока, в которой происходит изменение профиля скоростей в струе. Сравнительно равномерный профиль скоростей в сечении приточного отверстия вблизи пола деформируется таким образом, что максимальная скорость в струе наблюдается у поверхности пола. Вследствие деформации поля скоростей приточной струи на некоторых участках у пола может наблюдаться превышение скорости по сравнению с начальной скоростью, с последующим ее затуханием. Чем больше перепад температур в приточной струе, тем большей может быть деформация поля скоростей и, соответственно, тем сильнее возрастает скорость у поверхности пола. Типичная глубина зоны ускорения около 20 см. Максимальная скорость в потоке обнаруживается на расстоянии от пола около 10% глубины, т. е. приблизительно 2 см.

При расчете систем вытесняющей вентиляции используют понятие «длина примыкающей зоны» — расстояние от воздухораспределителя до точек на уровне пола, в которых скорость воздуха не превышает 0,25 или 0,2 м/с (аналогия длина выброса струи при перемешивающей вентиляции). Этот параметр следует учитывать при размещении воздухораспределителей вблизи рабочих мест. Длина примыкающей зоны является функцией расхода воздуха, разности температуры в помещении на высоте 1,1 м и температуры воздуха в струе, типа и типоразмера воздухораспределителя. Длину примыкающей зоны l_n, м, определяют по формуле:

$$l_n = 0{,}005 q_n K_{Dr}, \qquad (4.70)$$

где q_n — объемный расход приточного воздуха, л/с;

K_{Dr} — параметр, определяемый в зависимости от значения критерия Архимеда, м$^{-1}$.

Значение параметра K_{Dr} устанавливают на основании лабораторных испытаний воздухораспределителя определенного типа, оно должно указываться в документации производителя. Для первых поколений воздухораспределителей были характерны высокие значения параметра K_{Dr} =11 при ра-

диальном распределении потока. У некоторых воздухораспределителей наблюдалось направленное движение воздуха вдоль оси при низких значениях критерия Архимеда, что приводило к увеличению значения K_{Dr}. Новое поколение воздухораспределителей обеспечивает настилание струи вдоль стен при незначительной скорости перпендикулярно к стенам. Этому соответствуют малые значения параметра K_{Dr}. Круглый стандартный воздухораспределитель имеет значение K_{Dr}, приблизительно равное 7, при угле раскрытия потока 180°; плоский воздухораспределитель имеет значение K_{Dr} =6.

В документации производителя на воздухораспределители для вытесняющей вентиляции должны быть указаны следующие характеристики при значениях рабочей разности температур 3°С и 6°С:
— длина примыкающей зоны l_n, м;
— ширина примыкающей зоны b_n, м;
— температура воздуха на высоте 2 см от пола на границе примыкающей зоны;
— потери давления в воздухораспределителе ΔP, Па;
— уровень звуковой мощности генерируемого шума, дБ;
— снижение звуковой мощности, дБ.

Максимальная скорость воздуха в воздушной струе, м/с, на уровне пола на расстоянии от воздухораспределителя x, м, может быть вычислена по формуле:

$$\upsilon_x = \frac{0{,}2 \cdot l_n}{x}. \qquad (4.71)$$

Это уравнение справедливо для расстояния от воздухораспределителя больше 1 м, когда скорость обратно пропорциональна расстоянию от воздухораспределителя.

Если отсутствуют данные по длине примыкающей зоны для определенного типа воздухораспределителя, то максимальная скорость воздуха в воздушной струе может быть определена по формуле:

$$\upsilon_x = 10^{-3} q_n K_{Dr} \frac{1}{x}. \qquad (4.72)$$

В этом случае K_{Dr} следует определять в зависимости от расхода воздуха и рабочей разности температуры для определенного типа воздухораспределителя.

Подбор воздухораспределителей производят по расходу воздуха с учетом рабочей разности температур (как правило, в гражданских зданиях для обычных типов воздухораспределителей — 3–4°С, для эжекционных — 5–6°С), а также длины примыкающей зоны. Во всех случаях по условиям комфорта и эффективности лучше использовать большое количество малых воздухораспределителей, чем малое количество более крупных. Если есть возможность выбора, можно использовать воздухораспределители различной формы. После подбора типоразмера воздухораспределителя проверяют условия комфортности, определяя максимальную скорость в воздушной струе на расстоянии от воздухораспределителя до ближайшего рабочего места, производят расчет уровня звукового давления на основе акустических данных воздухораспределителя и определяют потери давления.

При размещении воздухораспределителей вытесняющей вентиляции следует учитывать следующее:
— большие препятствия или стены под прямым углом к направлению потока должны находиться на расстоянии не менее 1 м от границы примыкающей зоны;
— рекомендуемое минимальное расстояние между воздухораспределителями должно на 1 м превышать суммарную длину примыкающих зон;
— следует размещать воздухораспределители вдоль двух стен при значительной тепловой нагрузке в помещении;
— при выборе местоположения воздухораспределителей следует принимать во внимание расположение источников теплоты. Больший расход приточного воздуха вблизи мест активных тепловыделений позволит уменьшить распространение тепловых потоков по помещению и повысить эффективность их ассимиляции.

Устройства для удаления воздуха следует размещать на потолке или вблизи него. Удаление избыточной теплоты и загрязнений будет более эффективным, если вытяжные устройства разместить непосредственно над источниками теплоты. В ресторанах с отдельными зонами для курящих и некурящих рекомендуется размещать вытяжные устройства в зоне для курящих, а места забора воздуха на рециркуляцию — в зоне для некурящих.

Проектирование систем вентиляции при распределении воздуха из под пола (UFAD)

Основные этапы расчета при проектировании системы распределения воздуха из под пола:

1. Расчет расхода приточного воздуха.
2. Выбор типоразмера воздухораспределителя.
3. Проверка обеспечения комфортных условий и выполнения акустических требований.

При расчете расхода приточного воздуха в таких системах очень важно оценить распределение общих теплопоступлений в помещении между обслуживаемой и верхней зоной. П. Новак предложил упрощенную методику расчета расхода приточного воздуха и температуры верхней зоны при распределении воздуха из под пола. Для определения явных теплопоступлений в обслуживаемую зону от каждого источника теплоты ESHG (effective sensible heat gain) он использовал коэффициент, учитывающий долю явных теплопоступлений в обслуживаемую зону, обозначаемый как EHGF (effective heat gain factor). Данные для наиболее часто встречающихся источников теплоты в помещениях гражданских зданий представлены в таблице 4.16.

Таблица 4.16. Доля явных теплопоступлений в обслуживаемую зону от источников теплоты в помещении EHGF (effective heat gain factor)

Источники теплоты и их размещение	Доля конвективной составляющей (% от общего потока теплоты)	Effective Heat Gain Factor (EHGF)				
		Высота перемешивающей зоны				
		1,2 м	1,5 м	1,8 м	2,1 м	2,4 м
Наружные стены и остекление						
Теплопередача	40,0	0,77	0,82	0,87	0,91	0,96
Солнечная радиация:						
Внутренняя солнцезащита (жалюзи)	40,0	0,60	0,68	0,76	0,84	0,92
Отсутствие солнцезащиты	0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Инфильтрация (явная теплота)	100,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Освещение						
Лампами накаливания (в зоне обслуживания)	20,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Лампами накаливания (выше обслуживаемой зоны)	20,0	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00
Люминесцентными лампами (в обслуживаемой зоне)	50,0	0,90	0,95	1,00	1,00	1,00
Люминесцентными лампами (выше обслуживаемой зоны)	50,0	0,50	0,60	0,70	0,80	1,00
Люди (явная теплота)						
В положении сидя (на одном месте)	40,0	0,70	0,85	1,00	1,00	1,00
В положении стоя или при ходьбе	40,0	0,55	0,65	0,85	1,00	1,00
Офисное оборудование						
Персональный компьютер, башенного типа	70,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Персональный компьютер, настольного типа	70,0	0,65	0,80	0,95	1,00	1,00
Монитор, без кожуха	**63,0**	0,65	0,80	0,95	1,00	1,00
Монитор, с кожухом сверху	**63,0**	0,80	0,90	1,00	1,00	1,00
Лазерный принтер (настольного типа)	90,0	0,75	0,90	1,00	1,00	1,00

Копировальная машина (консольного типа)	85,0	0,75	0,90	1,00	1,00	1,00
Факс (настольного типа)	90,0	0,75	0,90	1,00	1,00	1,00

Тогда явные теплопоступления в обслуживаемую зону от каждого источника теплоты ESHG могут быть определены следующим образом:

$$ESHG_i = EHGF_i \cdot TSHG_i, \qquad (4.73)$$

где $TSHG_i$ — общие теплопоступления от источника теплоты, Вт.

Для обслуживаемой зоны может быть определено осредненное значение коэффициента явных теплопоступлений (ESHG ratio) как:

$$ESHG\ ratio = \frac{\sum ESHG_i}{\sum TSHG_i}, \qquad (4.74)$$

где $\sum ESHG_i$ — сумма явных теплопоступлений от всех источников теплоты в обслуживаемую зону, Вт;

$\sum TSHG_i$ — сумма общих теплопоступлений от всех источников теплоты, Вт.

Используя общепринятые обозначения и вводя обозначение коэффициента K вместо EHGF и $K_{ср}$ — вместо ESHG ratio, имеем:

$$K_{ср} = \frac{\sum K_i \cdot Q_{яi}^{изб}}{\sum Q_{яi}^{изб}}. \qquad (4.75)$$

Тогда расход приточного воздуха может быть определен по формуле:

$$L_п = \frac{3{,}6 \sum K_i \cdot Q_{яi}^{изб}}{1{,}2 c_в (t_{оз} - t_п)}, \qquad (4.76)$$

а температура удаляемого воздуха из верхней зоны — по формуле:

$$t_{вз} = t_п + \frac{3{,}6 \sum Q_{яi}^{изб}}{1{,}2 c_в \cdot L_п}. \qquad (4.77)$$

Выбор типоразмера воздухораспределителя проводят из условия равенства длины выброса струи (соответственно вертикальной нагретой или охлажденной) высоте перемешивающей зоны. Проверку условий комфортности и выполнения акустических требований проводят так же, как при расчете перемешивающей вентиляции.

Расчет уровня звукового давления в помещении в расчетной точке

Акустические требования в помещении зависят от его назначения. В России требуемый уровень звукового давления в октановых полосах и A — взвешенный уровень звукового давления — определяют по СНиП II-12 «Защита от шума». В Европе Стандарт CEN CR 1752 устанавливает допустимый A — взвешенный уровень звукового давления для шума, создаваемого или передаваемого системами вентиляции и кондиционирования воздуха в различных типах зданий для 3-х категорий помещений А, В и С.

Воздухораспределитель является источником шума в помещении. Уровни звуковой мощности шума по октавным полосам, излучаемого воздухораспределителем, определяются скоростью воздуха на выходе из воздухораспределителей. В качестве параметра для оценки уровня шума используют A — взвешенный уровень звуковой мощности и звукового давления, определяемые путем умножения шумовых характеристик в разных октавах на весовые коэффициенты в соответствии

с чувствительностью человеческого уха. Эти характеристики получают при акустических испытаниях воздухораспределителей соответствующего типоразмера.

Значение уровня звукового давления в помещении зависит от количества источников шума: фэнкойлов, воздухораспределителей, звукопоглощающих свойств помещения и остаточного шума вентилятора от центральной системы кондиционирования воздуха, взаимного расположения источника шума и расчетной точки. Несмотря на снижение звуковой мощности в отдельных элементах вентиляционной сети, имеет место остаточный уровень шума вентилятора, излучаемого через воздухораспределительные устройства в помещение. Увеличение звуковой мощности в помещении, связанное с работой вентилятора в вентиляционной сети, может быть принято, например 3 дБ.

Октавные уровни звукового давления, создаваемые в расчетной точке несколькими источниками шума (воздухораспределителями), дБ, определяют по формуле:

$$L_p = L_w + 10\lg\left(\sum_{i=1}^{m}\frac{\Phi}{4\pi r_i^2} + \frac{4n}{A}\right), \tag{4.78}$$

где L_p — уровень звукового давления шума соответствующей октавной полосы, дБ;

L_w — уровень звуковой мощности шума соответствующей октавной полосы, дБ;

Φ — фактор направленности, определяемый по рисунку 4.37;

A — эквивалентная площадь поглощающей поверхности, м^2;

r_i — расстояние от источника шума до расчетной точки, м;

n — общее число воздухораспределителей в помещении одной системы;

m — число ближайших к расчетной точке воздухораспределителей от одной системы, для которых $r_i \le 5r_{мин}$, где $r_{мин}$ — расстояние от расчетной точки до центра ближайшей решетки.

Эквивалентную площадь поглощающей поверхности A помещения, м^2, определяют по формуле:

$$A = 0{,}163\frac{V}{T}, \tag{4.79}$$

где V — объем помещения, м^3;

T — время отражения звука, характеризует звукопоглощающую способность внутренних ограждений в помещении, с.

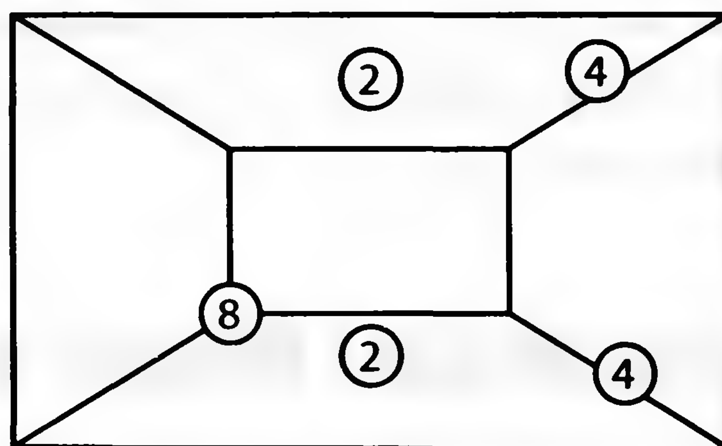


Рисунок 4.37. Факторы направленности:

Фактор направленности 2 (полусферическое окружение): единица установлена по центру.
Фактор направленности 4 (четвертьсферическое окружение): единица установлена у стены или на потолке.
Фактор направленности 8 (восьмая часть сферического окружения)

Аналогично определяют A — взвешенный уровень звукового давления в помещении.

Для определения разности между А — взвешенным уровнем звуковой мощности, излучаемой элементом, и А — взвешенным уровнем звукового давления в обслуживаемой зоне помещения, удобно использовать диаграмму, приведенную в Европейском стандарте по шуму VDI 2081 [89]. На рисунке 4.38 эта диаграмма дополнена полем для определения эквивалентной площади поглощающей поверхности в зависимости от объема помещения, его назначения, поглощательной способности стен. Исходя из объема помещения, по диаграмме в зависимости от его назначения находят величину эквивалентной площади поглощающей поверхности. Например, при объеме помещения офиса ($\alpha = 0{,}15$) 200 м^3

эта площадь составит 40 м². При расстоянии до воздухораспределителя 2 м и его установке на потолке помещения, фактор направленности — 2 (рисунок 4.37). Разность составит 8 дБ.

А — взвешенный уровень звуковой мощности, излучаемый воздухораспределителем по каталогу, составляет 37 дБ (А), остаточный шум вентилятора 3 дБ;

А — взвешенный уровень звукового давления в помещении от воздухораспределителя, равен:

$$L_p = L_w - DL = 37 + 3 - 8 = 32 \text{ дБ (А)}.$$

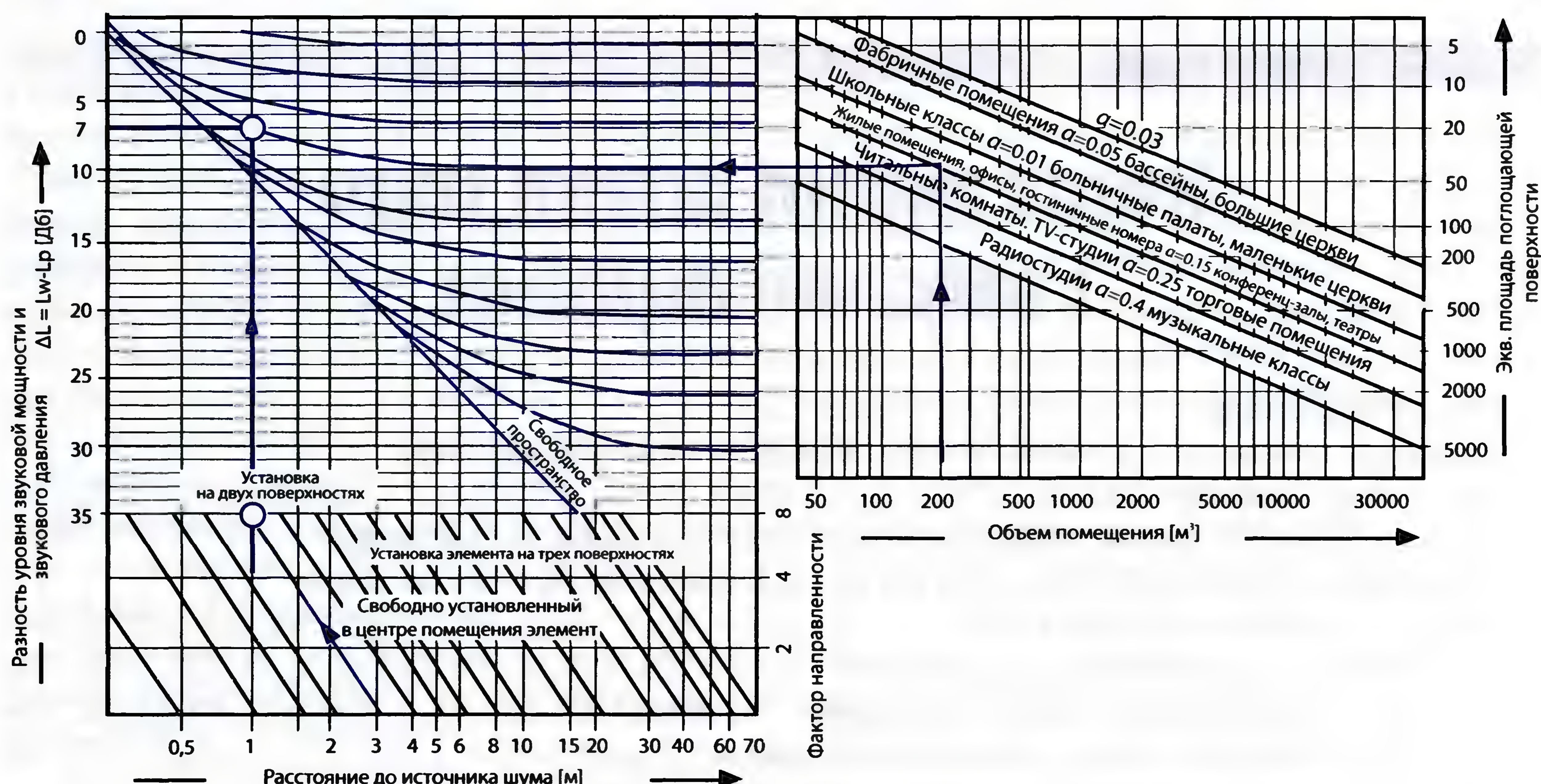


Рисунок 4.38. Диаграмма для определения разности между уровнем звуковой мощности и уровнем звукового давления:

Поглощающий фактор α. Поверхность стены, которая поглощает акустические волны, имеет поглощающий фактор α = 1

Увеличение уровня для трех воздухораспределителей составит 4,6 дБ (рисунок 4.39). Таким образом, ожидаемый *А* — взвешенный уровень звукового давления в помещении:

$$L_{p1} = L_p + = 32 + 4{,}6 = 36{,}6 \text{ дБ (А)}.$$

Допустимый уровень звукового давления составляет для офиса 40 дБ (А).

ГЛАВА 5

Процессы изменения состояния воздуха в центральном кондиционере

Общие положения 181
Процессы изменения состояния воздуха в центральном кондиционере для теплого периода года 182
Построение процессов обработки воздуха в центральном кондиционере на основе применения прямого и косвенного испарительного охлаждения воздуха в теплый период года 184
Прямое испарительное охлаждение 184
Косвенное испарительное охлаждение 191
Двухступенчатое испарительное охлаждение 193
Построение процессов обработки воздуха в центральном кондиционере с использованием искусственных источников холода для охлаждения наружного воздуха в теплый период года 198
Прямоточная схема с использованием воздухонагревателя второго подогрева 198
Прямоточная схема с управляемым процессом 203
Прямоточная схема с байпасом 207
Схема обработки воздуха с двумя рециркуляциями 210
Схема обработки воздуха с первой рециркуляцией и байпасом или управляемым процессом 214
Процессы изменения состояния воздуха в центральном кондиционере для холодного периода года 218
Прямоточная схема с использованием адиабатного увлажнения воздуха 220
Прямоточная схема с управляемым процессом в блоке адиабатного увлажнения 223
Прямоточная схема с байпасом блока адиабатного увлажнения 226
Прямоточная схема с блоком парового увлажнения 227
Схема обработки воздуха в центральном кондиционере с одной рециркуляцией 230
Схема обработки воздуха в центральном кондиционере с двумя рециркуляциями 233

Общие положения

Для достижения заданных параметров микроклимата в помещении в него подают приточный воздух определенного состояния и в определенном количестве. При этом наружный воздух обрабатывают в тепломассообменных аппаратах системы кондиционирования воздуха, чтобы он достиг состояния приточного воздуха. В теплое время года воздух необходимо охладить. Охлаждение воздуха может быть реализовано с использованием искусственных источников холода или способом адиабатного охлаждения. В зависимости от параметров внутреннего и наружного воздуха, тепло- и влагоизбытков в помещении наружный воздух для доведения его до состояния приточного необходимо осушать или увлажнять. В холодный период года воздух необходимо нагревать и увлажнять. Последовательность процессов обработки воздуха определяет технологическую схему обработки воздуха в центральном кондиционере и набор функциональных блоков — тепломассообменных аппаратов. Предельные режимы функционирования центральной системы кондиционирования воздуха выявляются при построении процессов изменения состояния воздуха на i – d диаграмме для расчетных параметров наружного климата в теплый и холодный периоды года при максимальной тепловлажностной нагрузке на СКВ. В результате расчета и построения определяются исходные данные для подбора и расчета тепломассообменных аппаратов.

Практически, несмотря на многообразие вариантов технологических схем обработки воздуха, выбор основных схем может быть осуществлен в ходе построения на i – d диаграмме процессов обработки воздуха в центральном кондиционере для предельных режимов и последующего анализа режимов функционирования этой системы в годовом цикле. При использовании графоаналитического метода необходимые расчеты проводят одновременно с построением. Определяющими факторами при этом будут расчетные параметры наружного воздуха и характер изменения этих параметров в течение года для данного района строительства, расчетные параметры внутреннего воздуха, максимальные избыточные теплопоступления и влагопоступления в помещение, способы охлаждения, увлажнения или осушения воздуха. При большом разбросе значений этих факторов для разных помещений одинакового назначения, связанных с конструктивными особенностями здания, в частности в связи с большой площадью остекления и покрытия, принятыми решениями по системе освещения и отопления помещения, схема обработки воздуха в центральном кондиционере может значительно отличаться. Неправильной, на наш взгляд, является практика приведения многочисленных примеров построения процессов в СКВ для помещений определенного назначения, например для плавательных бассейнов, спортивных сооружений, торговых залов, производственных помещений и т.д. [29, 30]. В помещениях одного назначения, например бассейнах при разных исходных данных — параметрах наружного климата, величине теплопоступлений, определяемой наличием или отсутствием окон, покрытия — принятые решения по технологической схеме обработки воздуха могут значительно отличаться.

При построении процессов на i – d диаграмме и выборе технологической схемы обработки воздуха необходимо стремиться к рациональному использованию энергии, обеспечивая экономное расходование холода, теплоты, электроэнергии, воды, а также экономию строительной площади, занимаемой оборудованием. С этой целью следует проанализировать возможность экономии искусственного холода путем применения прямого и косвенного испарительного охлаждения воздуха, применения схемы с регенерацией теплоты удаляемого воздуха и утилизацией теплоты вторичных источников, при необходимости — использования первой и второй рециркуляции воздуха, схемы с байпасом, а также управляемых процессов в теплообменных аппаратах.

Рециркуляция применяется в помещениях со значительными теплоизбытками, когда расход приточного воздуха, определенный на удаление избыточной теплоты, больше, чем необходимый расход наружного воздуха. В теплый период года рециркуляция позволяет сократить затраты холода по срав-

нению с прямоточной схемой той же производительности, если энтальпия наружного воздуха выше, чем энтальпия удаляемого воздуха, а также отказаться от второго подогрева. В холодный период — существенно сократить затраты теплоты на нагревание наружного воздуха. При использовании испарительного охлаждения, когда энтальпия наружного воздуха ниже, чем внутреннего и удаляемого, рециркуляция не целесообразна. Перемещение рециркуляционного воздуха по сети воздуховодов всегда связано с дополнительными затратами электроэнергии, требует строительный объем для размещения рециркуляционных воздуховодов. Рециркуляция будет целесообразна, если затраты на ее устройство и функционирование будут меньше, чем получаемая экономия теплоты и холода. Поэтому при определении расхода приточного воздуха всегда следует стремиться приблизить его к минимально необходимому значению наружного воздуха, принимая соответствующую схему воздухораспределения в помещении и тип воздухораспределителя и, соответственно, прямоточную схему. Рециркуляция также не совместима с регенерацией теплоты удаляемого воздуха. С целью сокращения расхода теплоты на нагревание наружного воздуха в холодный период года следует проанализировать возможность использования вторичной теплоты от низкопотенциальных источников, а именно: теплоты удаляемого воздуха, отходящих газов теплогенераторов и технологического оборудования, теплоты конденсации холодильных машин, теплоты осветительной арматуры, теплоты сточных вод и т.д. Теплообменники регенерации теплоты удаляемого воздуха позволяют также несколько снизить расход холода в теплое время года в районах с жарким климатом.

Чтобы сделать правильный выбор, необходимо знать возможные схемы обработки воздуха и их особенности. Рассмотрим наиболее простые процессы изменения состояния воздуха и их последовательность в центральных кондиционерах, обслуживающих одно помещение большого объема.

Обычно определяющим режимом для выбора технологической схемы обработки и определения производительности системы кондиционирования воздуха является теплый период года. В холодный период года стремятся сохранить расход приточного воздуха, определенный для теплого периода года, и схему обработки воздуха.

Процессы изменения состояния воздуха в центральном кондиционере для теплого периода года

Исходными данными для построения являются:

— расчетные параметры наружного воздуха — температура $t_н$, °С, и энтальпия $i_н$, *кДж/кг;*

— расчетные параметры внутреннего воздуха — температура $t_в$, °С, и относительная влажность воздуха $\varphi_в$, %;

— избыточное количество явной $Q_я^m$, Вт и полной теплоты $Q_п^m$, *Вт*;

— количество влаги W^m, кг/час;

— схема организации воздухообмена;

— температура приточного $t_п$ и удаляемого воздуха $t_у$, °С;

— минимальный расход наружного воздуха $G_н^{мин}$, кг/час.

Требуется определить: параметры характерных точек изменения состояния воздуха для принципиальной схемы его обработки, расходы приточного, а если используется рециркуляция, то рециркуляционного воздуха, расход воздуха через соответствующее оборудование (воздухонагреватель, воздухоохладитель, блок увлажнения, байпас), расходы теплоты и холода в теплообменных аппаратах обработки воздуха. Относительная влажность внутреннего воздуха может уточняться в ходе построения.

Построение начинают с нанесения на i – d диаграмму точек *Н* и *В*, характеризующих состояние наружного ($t_н$ и $i_н$) и внутреннего воздуха ($t_в$, $\varphi_в$) для расчетных условий (рисунок 5.1).

Затем определяют угловой коэффициент процесса изменения состояния воздуха в помещении, кДж/кг:

$$\varepsilon^m = \frac{3,6Q_n^m}{W^m} = \frac{3,6Q_я^m + 2540W^m}{W^m}, \tag{5.1}$$

где Q_n^m — полная избыточная теплота в помещении в теплый период, Вт;

$Q_я^m$ — явная избыточная теплота в помещении в теплый период, Вт;

W^m — влагопоступления в помещение в теплый период, кг / ч.

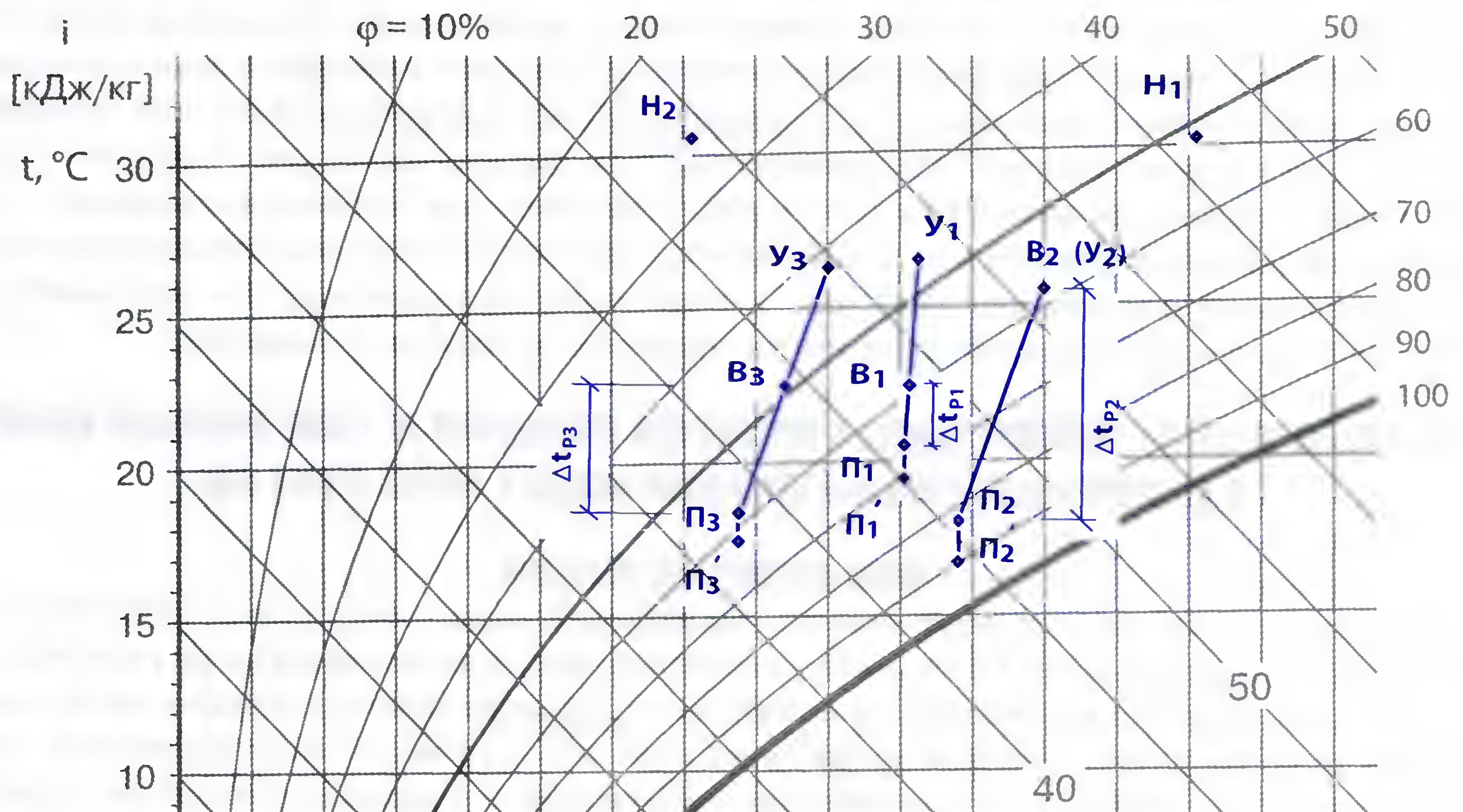


Рисунок 5.1. Процессы изменения состояния воздуха в помещении:

1) при вытесняющей вентиляции $П_1{}^1\ П_1В_1У_1$; 2) при перемешивающей вентиляции $П_2{}^1\ П_2В_2(У_2)$; 3) распределение воздуха из-под пола $П_3{}^1\ П_3В_3У_3$; $\Delta t_р$ — рабочая разность температур; $\Delta t_{р2} > \Delta t_{р3} > \Delta t_{р1}$

Наносят процесс изменения состояния воздуха в помещении и определяют на этой линии положение точек, характеризующих состояние приточного и удаляемого воздуха: т. *П* (пересечение линии процесса изменения состояния воздуха в помещении и изотермы $t_n = const$), т. *У* (пересечение линии процесса изменения состояния воздуха в помещении и изотермы $t_y = const$). Температуру приточного и удаляемого воздуха определяют и проверяют расчетом воздухораспределения в зависимости от выбранного способа вентиляции: перемешивающая, вытесняющая или распределение из-под пола согласно рекомендациям в Главе 4. При перемешивающей вентиляции и распределении воздуха в теплый период года струями, настилающимися на потолок, коэффициент воздухообмена по теплоте можно принимать равным единице, поэтому температура удаляемого воздуха будет равна температуре внутреннего воздуха и точка *У* будет совпадать с точкой *В*. При вытесняющей вентиляции и распределении воздуха из-под пола температура удаляемого воздуха должна быть определена расчетом (см. Главу 4).

Из точки *П* проводят линию постоянного влагосодержания $d_n = const$ до пересечения с изотермой $t_n^1 = t_n - 1$°C в точке $П^1$. Отрезок $П–П^1$ учитывает подогрев воздуха в вентиляторе за счет перехода механической энергии в тепловую и в воздуховодах вследствие трения и теплопередачи через стенки. Это повышение температуры ориентировочно оценивают с помощью формулы:

$$\Delta t = 0{,}001P_в, \tag{5.2}$$

где $P_в$ — полное давление, развиваемое вентилятором, Па.

Как правило, на этапе, когда вентилятор еще не подобран, принимают повышение температуры $\Delta t = 1 \div 1,5$ °С.

В зависимости от взаимного расположения точек *Н* и $П^1$ решается вопрос о способе обработки наружного воздуха для доведения его до состояния приточного. В районах с сухим и жарким климатом (например, с параметрами т. H_2, если влагосодержание $d_{н2} < d_п$ и энтальпия $i_{н2} \geq i_п$, а также в помещениях с большими избытками явной теплоты и допустимой повышенной влажностью воздуха) необходимо охлаждение и увлажнение наружного воздуха, которое можно реализовать на основе использования прямого или косвенного испарительного охлаждения. В районах средней полосы Европейской части России возможно применение схем, основанных на испарительном охлаждении, таких, как двухступенчатое испарительное охлаждение или бескомпрессорная система кондиционирования воздуха, разработанная Л. М. Зусмановичем [71]. Это дает возможность сократить расход искусственного холода, получаемого в холодильных машинах, или полностью отказаться от них. Если взаимное расположение точек на i – d диаграмме таково, что необходимо охлаждение и осушение наружного воздуха (например, для точки H_1, когда влагосодержание $d_{н1} > d_п$ и энтальпия $i_{н1} > i_п$), то применяют искусственные источники холода, например, холодильные машины.

Построение процессов обработки воздуха в центральном кондиционере на основе применения прямого и косвенного испарительного охлаждения воздуха в теплый период года

Прямое испарительное охлаждение

Если организовать процесс рециркуляции орошающей воды в контактных аппаратах, таких, как оросительные камеры и блоки сотового увлажнения, то с течением времени при контакте воды с воздухом она приобретает температуру, равную температуре мокрого термометра начального состояния воздуха. Воздух при этом также будет стремиться к равновесному состоянию с водой; предельному его состоянию будет соответствовать точка на i – d диаграмме на линии насыщения $\varphi = 100\%$ при температуре, равной температуре мокрого термометра. Воздух будет охлаждаться и увлажняться, при этом явное количество теплоты, отбираемое у воздуха, будет затрачиваться на испарение воды, а скрытое количество теплоты, содержащееся в водяных парах, будет возвращаться в воздух. С некоторой долей допущения можно считать, что процесс идет без подвода и отвода теплоты извне и энтальпия воздуха остается неизменной. Реальный процесс несколько отклоняется от теоретического, но в инженерных расчетах это не учитывают. Конечное состояние воздуха будет характеризовать точка на линии процесса адиабатного увлажнения при $\varphi = 90–95\%$.

Для построения процесса прямого испарительного охлаждения из точки *Н* следует провести линию постоянной энтальпии до пересечения с линией $\varphi = 95\%$ в точке *О*, характеризующей конечное состояние воздуха на выходе из блока адиабатного увлажнения (рисунок 5.2). Приточный воздух, проходя через воздуховоды с помощью вентилятора, поступает в обслуживаемое помещение. По пути движения его температура повышается в результате перехода механической энергии в тепловую энергию в вентиляторе и теплопередачи через стенки воздуховодов. Через точку *О* проводят линию постоянного влагосодержания. Принимаем $\Delta t = 1$°С. Тогда точка *П* будет находиться на линии постоянного влагосодержания $d_0 = const$ и иметь температуру на 1°С выше, чем точка *О*. Через точку *П* проводят линию с угловым коэффициентом процесса в помещении ε, и на пересечении ее с линией постоянной температуры $t_в = const$ при заданном значении температуры внутреннего воздуха получают точку В, характеризующую состояние внутреннего воздуха в помещении, и точку У, характеризующую состояние удаляемого воздуха. Определяют значение относительной влажности воздуха в помещении. Если оно не превышает максимальное значение относительной влажности внутреннего воздуха $\varphi = 60\%$, то построение закончено. Таким образом, отрезок *НО* — адиабатное

охлаждение и увлажнение воздуха, *ОП* — подогрев воздуха в вентиляторе и воздуховодах, ПВУ — процесс изменения состояния воздуха в помещении.

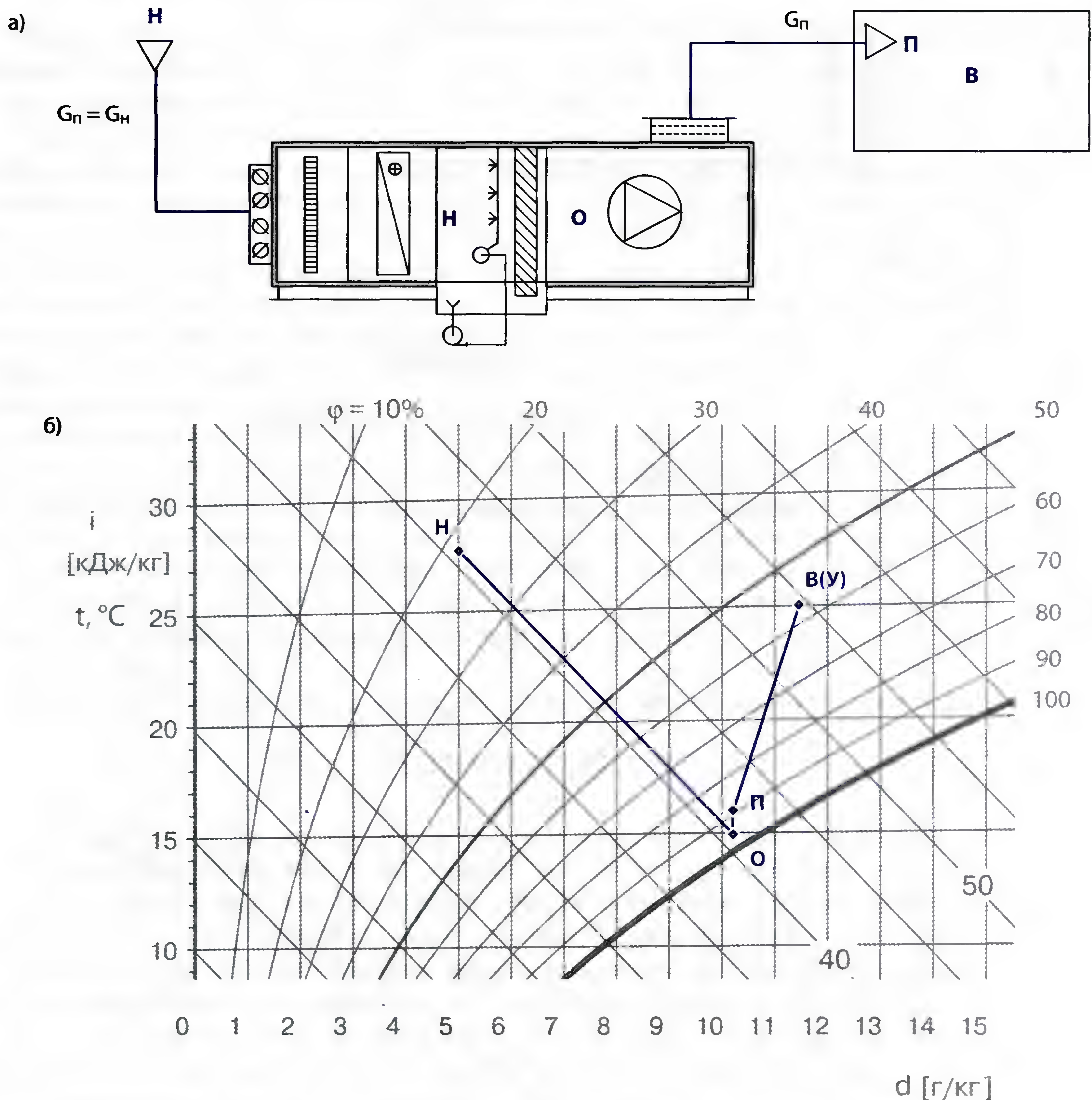


Рисунок 5.2. СКВ на основе применения прямого испарительного охлаждения:

а) схема компоновки оборудования; б) процессы обработки воздуха на i – d диаграмме

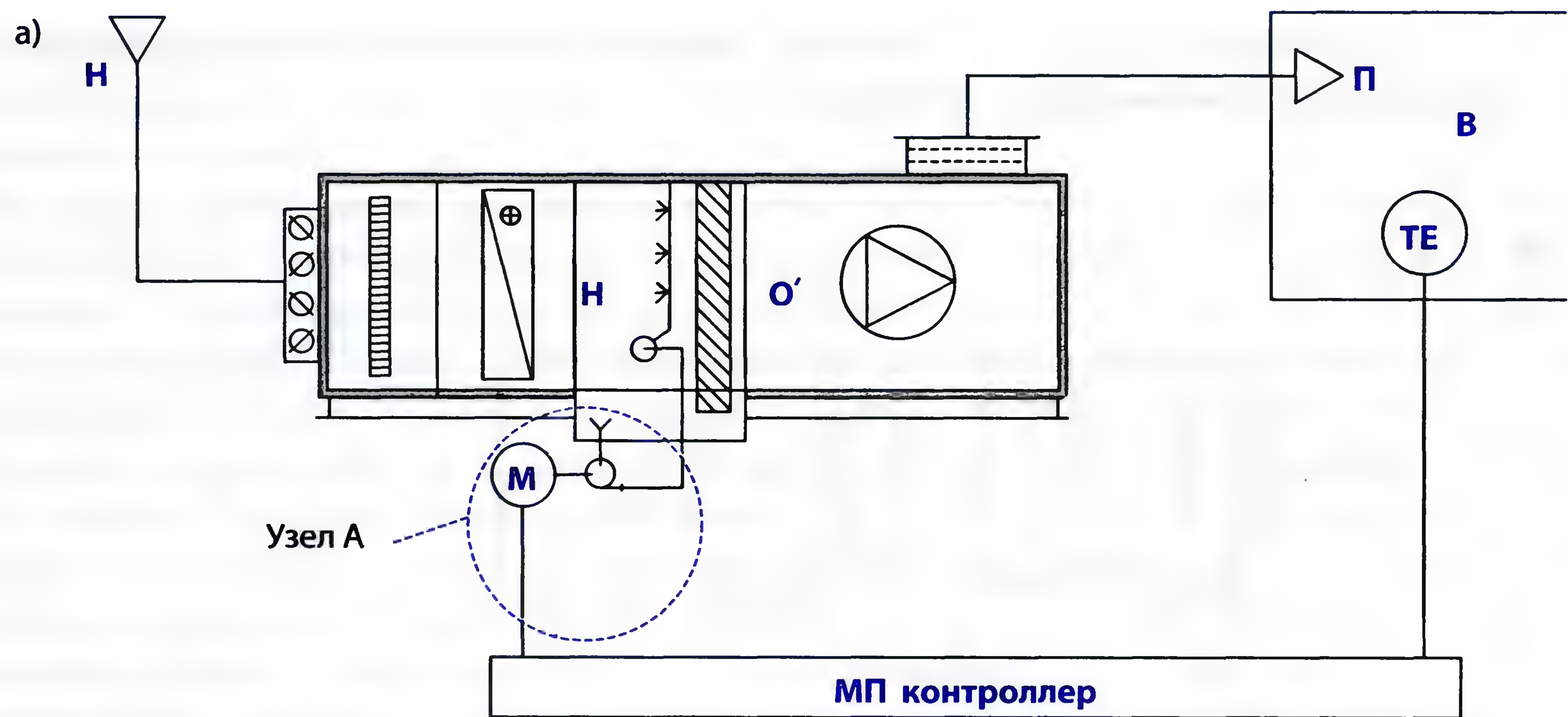
Расход приточного воздуха $G_п$ определяют из условия удаления избыточной полной теплоты, кг/час:

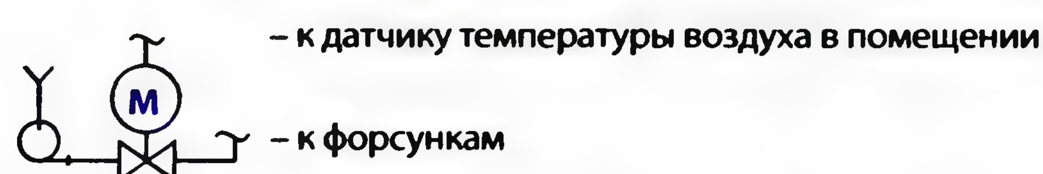
$$G_n = \frac{3{,}6Q_n^m}{(i_y - i_n)}, \tag{5.3}$$

где Q_n^m — избыточное количество полной теплоты в помещении, Вт;

i_y — энтальпия удаляемого воздуха, кДж/кг;

i_n — энтальпия приточного воздуха, кДж/кг.





Вариант узла А с регулирующим клапаном

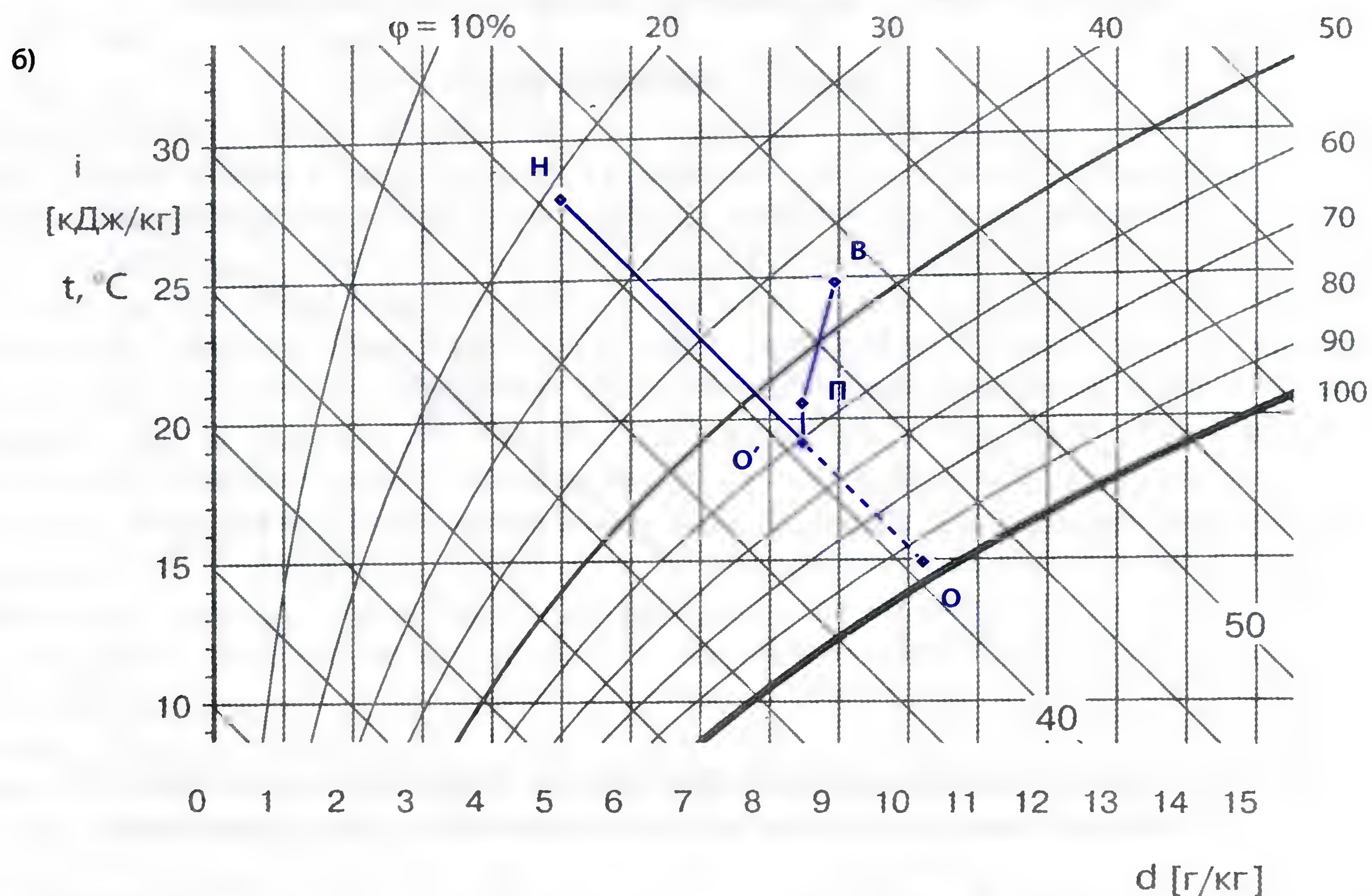


Рисунок 5.3. СКВ на основе применения прямого управляемого испарительного охлаждения:
а) схема компоновки оборудования; б) процессы обработки воздуха на i – d диаграмме

Полученное значение расхода приточного воздуха следует сравнить с минимально необходимым расходом наружного воздуха $G_н^{мин}$, кг/час (см. Главу 3). Если расход приточного воздуха меньше минимально необходимого расхода наружного воздуха, то принимают $G_п = G_н^{мин}$ и корректируют построение, вычисляя энтальпию приточного воздуха:

$$i_n = i_y - \frac{3{,}6Q_n^m}{G_n}. \quad (5.4)$$

Температура воздуха в точке O', характеризующей требуемое состояние воздуха после блока адиабатного увлажнения, будет на 1°С меньше температуры приточного воздуха: $t_{o'} = t_n - 1$. На линию $i_н = const$ наносят точку O', затем выполняют построение точек $П$ и $В$ (рисунок 5.3 б).

Таким образом, требуется менее глубокое увлажнение и охлаждение воздуха в блоке адиабатного увлажнения. На выходе из контактного аппарата может быть получено значение относительной влажности воздуха $\varphi \prec 90\%$, если уменьшить количество воды, подаваемой на распыление, применить форсунки, обеспечивающие распыление воды в широком диапазоне изменения давления перед ними в оросительных камерах. При изменении расхода воды достигается регулируемый процесс в оросительной камере, изменение расхода может быть ступенчатым или плавным, что связано с типом применяемого насоса. В блоке сотового увлажнения есть возможность применить насадки разной глубины, а следовательно, изменять поверхность контакта воздуха и воды, что также дает возможность изменять параметры воздуха на выходе из аппарата и достигать определенного значения коэффициента эффективности (0,65; 0,85; 0,95). Однако это нельзя назвать управляемым процессом, хотя расход воды здесь также изменяется при уменьшении глубины насадки. В этом случае построение следует откорректировать так, чтобы значение коэффициента эффективности процесса адиабатного увлажнения соответствовало стандартным значениям (см. Главу 9). Таким образом, отрезок $НО'$ — управляемое адиабатное охлаждение и увлажнение воздуха, $О'П$ — подогрев воздуха в вентиляторе и воздуховодах, $ПВ$ — процесс изменения состояния воздуха в помещении. Схема компоновки оборудования, соответствующая такому способу обработки воздуха, представлена на рисунке 5.3 а.

Расход воды W для возмещения испарившейся в блоке адиабатного увлажнения составит, кг/час:

$$W = G_n(d_o - d_н) \cdot 10^{-3}, \quad (5.5)$$

где d_o — конечное влагосодержание воздуха после блока адиабатного увлажнения, г/кг;

$d_н$ — влагосодержание наружного воздуха, г/кг.

Для достижения требуемых параметров воздуха на выходе из контактного аппарата также применяется байпас, когда одна часть наружного воздуха проходит через оросительное пространство, а другая часть проходит без обработки через байпас, после чего происходит смешивание. В блоках сотового увлажнения байпас предусмотрен в конструкции аппарата. Этот способ обработки воздуха применяется также в том случае, когда при первоначальном построении относительная влажность внутреннего воздуха превысила максимальное значение. Тогда следует принять максимальное значение относительной влажности внутреннего воздуха $\varphi = 60\%$ для точки $В$, характеризующей состояние внутреннего воздуха. Наносят на i – d диаграмму по двум параметрам точки $В$ $(t_в, \varphi_в)$ и $Н$ $(t_н, i_н)$ (рисунок 5.4 б). Через точку $Н$ проводят линию постоянной энтальпии до пересечения с линией $\varphi = 95\%$ в точке $О$, характеризующей конечное состояние части наружного воздуха на выходе из блока адиабатного увлажнения. Для вспомогательного построения точки $В'$ по линии постоянного влагосодержания $d_в = const$ опускаются на 1° вниз. Через точку $В'$ проводят линию с угловым коэффициентом процесса в помещении ε и на пересечении ее с линией постоянной энтальпии $i_н = const$ получают точку $С$, характеризующую состояние смеси наружного необработанного воздуха, проходящего через байпас (точка $Н$), и потока воздуха, охлажденного в блоке адиабатного увлажнения (точка $О$). Через точку $С$ проводят линию постоянного влагосодержания и на ее пересечении с линией процесса изменения состояния воздуха в помещении, проходящей через точку $В$, получают точку $П$, характеризующую состояние приточного воздуха в помещении. Таким образом, отрезок $НО$ — адиабатное охлаждение и увлажнение части приточного воздуха, $НСО$ — процесс смешения потока воздуха, ох-

лажденного и увлажненного в блоке адиабатного увлажнения, и наружного воздуха, *СП* — подогрев воздуха в вентиляторе и воздуховодах, *ПВ* — процесс изменения состояния воздуха в помещении. Схема компоновки оборудования СКВ с байпасом представлена на рисунке 5.4 а.

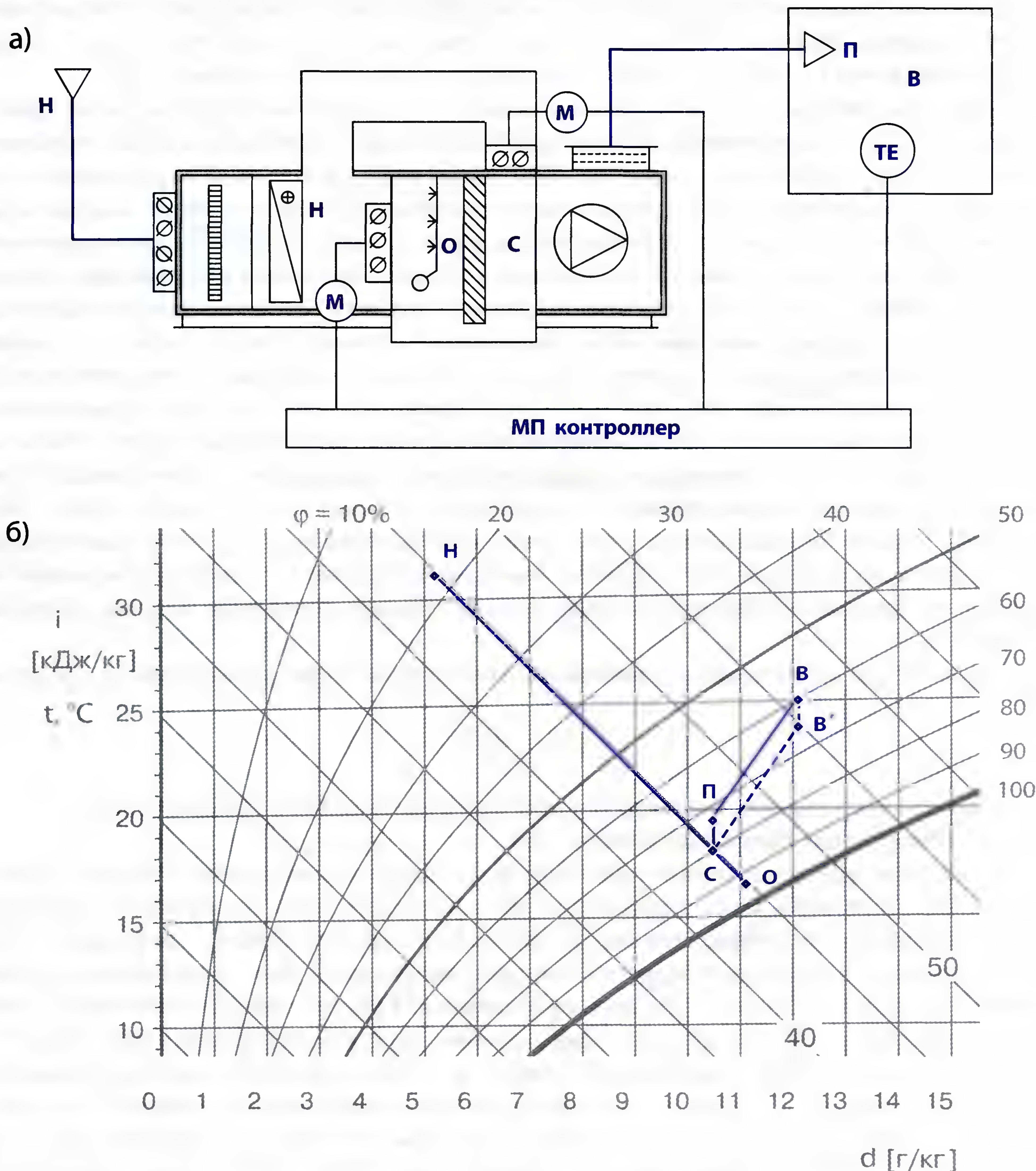


Рисунок 5.4. СКВ на основе применения прямого испарительного охлаждения с байпасом:
а) схема компоновки оборудования; б) процессы обработки воздуха на i – d диаграмме

Расход приточного воздуха находят по формуле 5.3. Расход воздуха, проходящего через оросительное пространство, определяют из уравнения баланса по влаге для смешиваемых потоков воздуха:

$$G_o d_o + (G_n - G_o)\, d_н = G_n d_c. \qquad (5.6)$$

Из уравнения 5.6 получают:

$$G_о = G_п \frac{d_с - d_н}{d_о - d_н}, \quad (5.7)$$

где $G_п$ — расход приточного воздуха, кг/час;

$G_о$ — расход воздуха через блок адиабатного увлажнения, кг/час;

$d_о$ — влагосодержание воздуха после блока адиабатного увлажнения, г/кг;

$d_с$ — влагосодержание приточного воздуха, г/кг;

$d_н$ — влагосодержание наружного воздуха, г/кг.

Пример 5.1. Определить расход приточного воздуха и построить процесс обработки воздуха при прямом испарительном охлаждении в теплый период года для зала собраний в г. Оренбурге.

Параметры наружного воздуха: температура $t_н$ = 29,4°C, энтальпия 52,4 кДж/кг. Параметры внутреннего воздуха: температура $t_в$ = 25°C, относительная влажность воздуха $\varphi_в$ = 60%. Явная избыточная теплота $Q_я^т$ = 67800 Вт, количество влаги $W^т$ = 25240 г/ч, минимальный расход наружного воздуха $G_н^{мин}$ = 25000 кг/ч. Перемешивающая вентиляция k_t = 1.

1. *Наносим точку Н, характеризующую состояние наружного воздуха ($t_н$ = 29,4°C, $i_н$ = 52,4 кДж/кг), определяем температуру мокрого термометра $t_{мт}$ = 18,3°C и проводим линию постоянной энтальпии $i_к$ = 52,4 кДж/кг — процесс адиабатного охлаждения (рисунок 5.5).*
2. *Вычисляем тепловлажностное отношение:*

$$\varepsilon = \frac{3,6 \cdot 67800 + 2540 \cdot 25,24}{25,240} = \frac{308189,6}{25,24} = 12210 \text{ кДж/кг}.$$

3. *Наносим точку В ($t_в$ = 25°C, $\phi_в$ = 60%), характеризующую состояние внутреннего воздуха, и В', через последнюю проводим линию с угловым коэффициентом процесса в помещении ε = 12210 кДж/кг, на пересечении ее с линией постоянной энтальпии $i_к$ = 52,4 кДж/кг получаем точку П', характеризующую состояние смеси воздуха, проходящего через байпас (точка Н), и потока воздуха, охлажденного в блоке адиабатного увлажнения (точка О). Через точку П проводим линию постоянного влагосодержания и на ее пересечении с линией процесса изменения состояния воздуха в помещении, проходящей через точку В, получаем точку П, характеризующую состояние приточного воздуха в помещении. Параметры точек промежуточного состояния воздуха приведены в таблице 5.1.*

Таблица 5.1. Параметры точек состояния воздуха при прямом испарительном охлаждении воздуха

Параметры воздуха			Н	В	П'	П	В'	О
Температура	t	°C	29,4	25,0	21,9	22,9	24,0	19,5
Относительная влажность	φ	%	34%	60%	71%	67%	64%	89%
Влагосодержание	d	г/кг	8,9	12,2	12,0	12,0	12,2	12,9
Энтальпия	i	кДж/кг	52,4	56,3	52,5	53,7	55,3	52,4
Плотность	ρ	кг/м³	1,13	1,15	1,16	1,16	1,15	1,17

4. *Расход приточного воздуха $G_п$ равен:*

$$G_п = \frac{308189,6}{(56,3 - 53,7)} = 118534,5 \text{ кг/час}.$$

5. *Расход воздуха, проходящего через оросительное пространство:*

$$G_о = 118534,5 \frac{12 - 8,9}{12,9 - 8,9} = 91864,2 \text{ кг/час}.$$

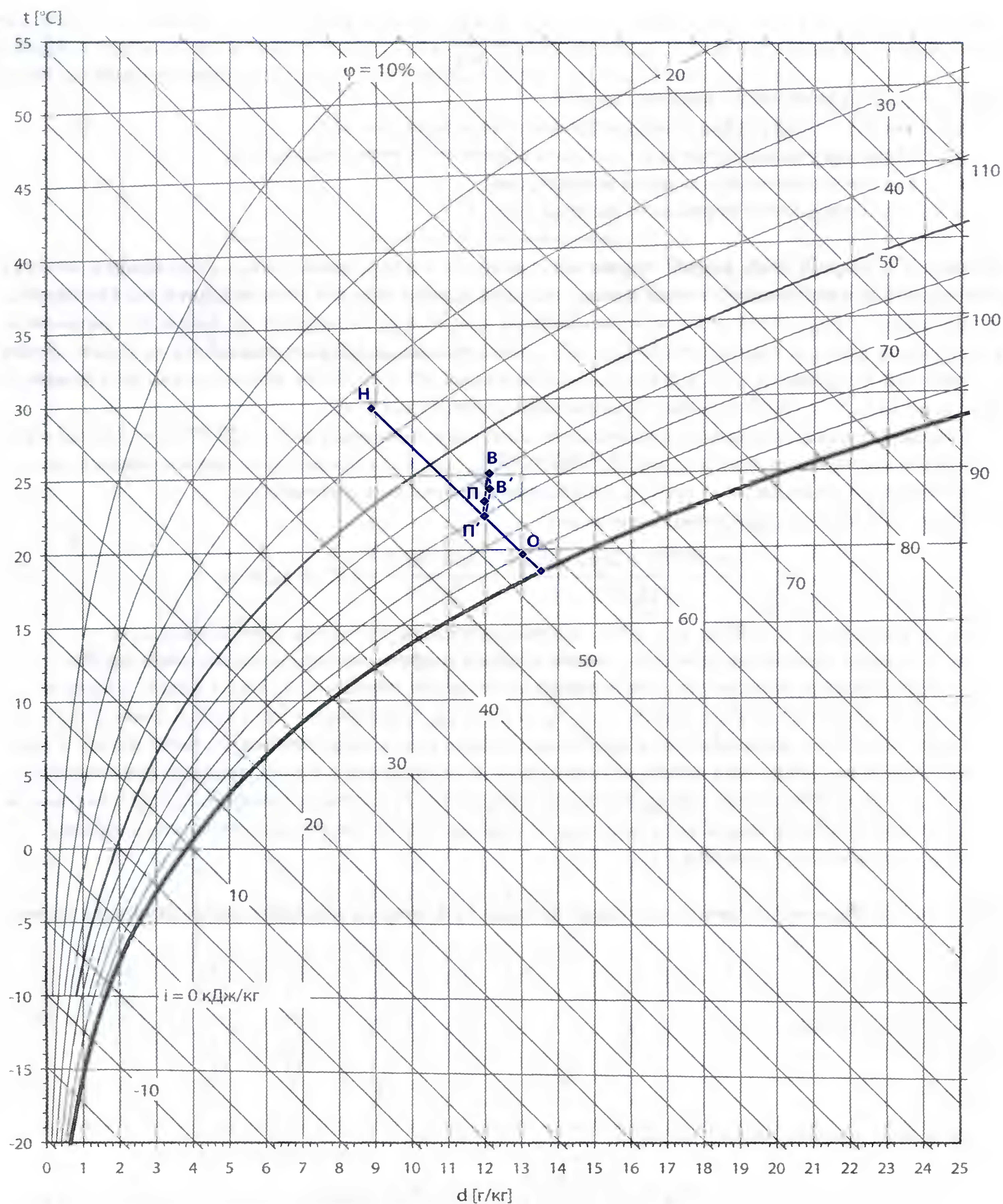


Рисунок 5.5. Пример построения процессов обработки воздуха в центральном кондиционере при прямом испарительном охлаждении с байпасом

6. Расход воды, для возмещения испарившейся в блоке адиабатного увлажнения, составит, кг/час:

$$W = 91864{,}2(12{,}9 - 8{,}9)\cdot 10^{-3} = 367{,}5 \text{ кг/час}.$$

Результаты построения на i – d диаграмме процессов изменения состояния воздуха представлены на рисунке 5.5.

Косвенное испарительное охлаждение

Схема обработки воздуха с прямым испарительным охлаждением имеет ограниченное применение, так как параметры приточного воздуха в значительной степени определяются параметрами наружного воздуха, и достаточно сложно поддерживать относительную влажность воздуха в помещении не выше максимально допустимого уровня для большинства климатических районов России. Более широкое применение получило косвенное испарительное охлаждение. Под косвенным испарительным охлаждением понимается охлаждение основного потока воздуха в поверхностном теплообменнике водой, циркулирующей в контуре орошения вспомогательного потока воздуха в контактном аппарате. Схема компоновки оборудования центрального кондиционера, соответствующая косвенному испарительному охлаждению воздуха, представлена на рисунке 5.6 а.

Вспомогательный поток воздуха охлаждается и увлажняется, вода приобретает температуру, близкую к температуре мокрого термометра начального состояния вспомогательного потока воздуха:

$$t_{w1} = t_{мт} + \Delta t, \tag{5.8}$$

где t_{w1} — температура воды, поступающей в поверхностный воздухоохладитель, °С;

$t_{мт}$ — температура мокрого термометра начального состояния воздуха во вспомогательном потоке, °С;

Δt — перепад температур, принимается равным $\Delta t = 2 \div 6$°С.

В качестве вспомогательного потока воздуха может использоваться наружный воздух или воздух, удаляемый из помещения, если его энтальпия ниже, чем энтальпия наружного воздуха. Для охлаждения воды во вспомогательном потоке воздуха могут использоваться оросительные камеры центральных кондиционеров, блоки сотового увлажнения, градирни и брызгальные бассейны. Теплота от основного потока отводится через разделяющую стенку поверхностного теплообменника. Температура воздуха на выходе из поверхностного теплообменника определяется из соотношения:

$$t_{к} = t_{w1} + \Delta t, \tag{5.9}$$

где $t_{к}$ — температура воздуха после косвенного испарительного охлаждения, °С;

Δt — перепад температур, принимается равным $\Delta t \geq 3$°С.

Температура воды, полученной при прямом испарительном охлаждении вспомогательного потока воздуха, всегда будет выше температуры точки росы основного потока воздуха, поэтому охлаждение будет происходить без изменения влагосодержания.

Для построения процесса косвенного испарительного охлаждения из точки *Н* проводят линию постоянного влагосодержания (рисунок 5.6 б) до пересечения с изотермой $t_{к} = const$ в точке *К*, характеризующей конечное состояние воздуха на выходе из поверхностного воздухоохладителя. Точка $П_{к}$, характеризующая состояние приточного воздуха для данного процесса, находится на линии постоянного влагосодержания при температуре на 1°С выше, чем температура точки *К*. Из точки $П_{к}$ проводят линию углового процесса в помещении и на пересечении ее с линией постоянной температуры внутреннего воздуха получают точку *В*, характеризующую состояние внутреннего воздуха.

Определяют относительную влажность внутреннего воздуха и проверяют, не вышла ли она за границы области оптимальных или допустимых значений.

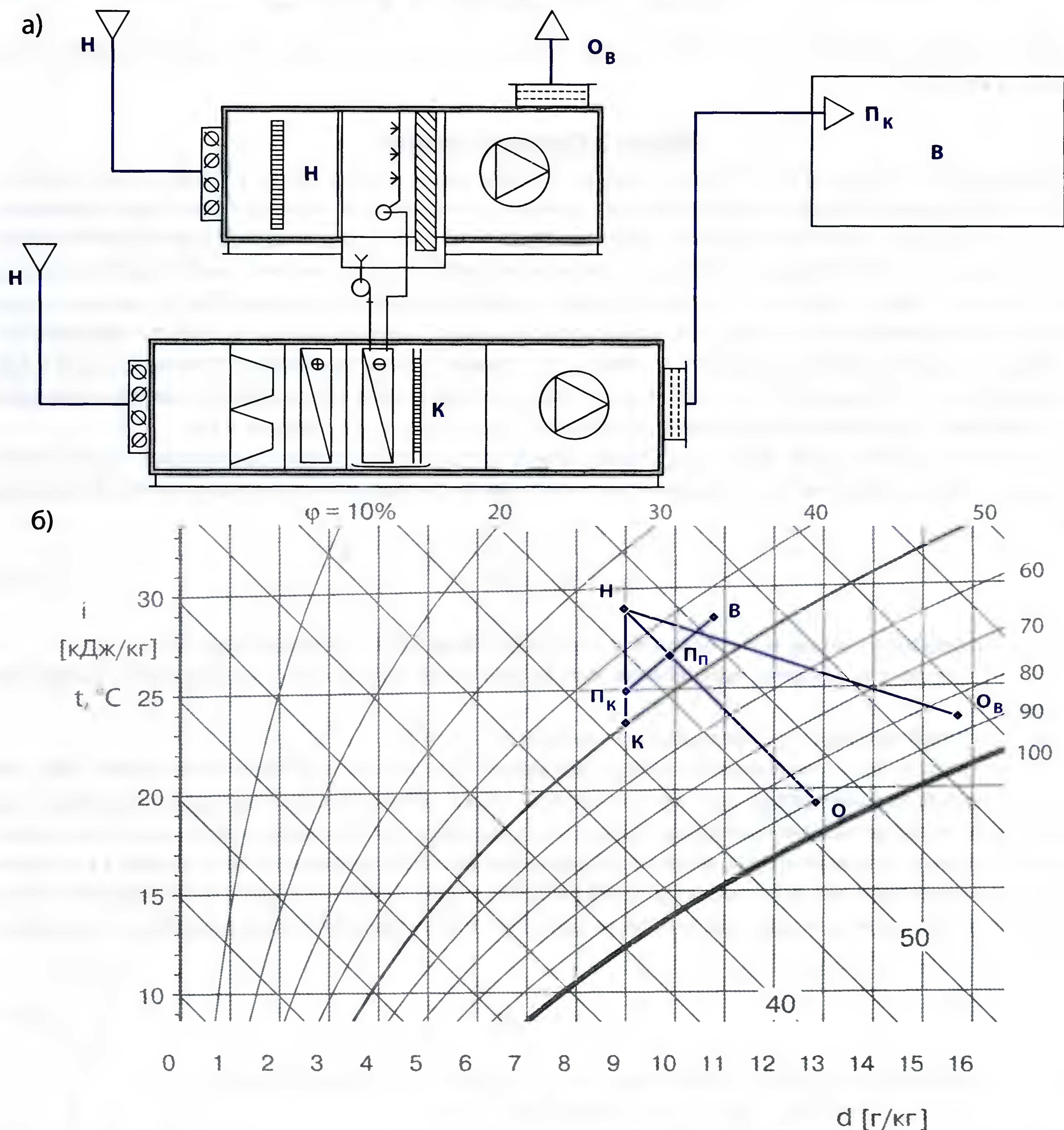


Рисунок 5.6. СКВ на основе применения косвенного испарительного охлаждения:

а) схема компоновки оборудования; б) процессы обработки воздуха на i – d диаграмме

Энтальпию вспомогательного потока воздуха на выходе из контактного аппарата определяют из уравнения теплового баланса для основного и вспомогательного потока воздуха:

$$i_{ов} = i_{н} + \frac{c_{в} G_{п} (t_{н} - t_{к})}{G_{вп}}, \qquad (5.10)$$

где $G_{вп}$ — расход воздуха во вспомогательном потоке, кг/час.

Температуру конечного состояния воздуха по мокрому термометру в диапазоне температур 18÷24°С можно ориентировочно определить по зависимости, °С:

$$t_{мт} \approx \frac{i}{0{,}7c_w}, \tag{5.11}$$

где i — энтальпия воздуха, кДж/кг;

c_w — теплоемкость воды, кДж/кг, °С.

Температуру конечного состояния воздуха по сухому термометру определяют из соотношения:

$$t_{ов} = t_н - E_A(t_н - t_{мтов}), \tag{5.12}$$

где E_A — коэффициент адиабатной эффективности блока увлажнения (см. Главу 9), который зависит от коэффициента орошения — отношения расхода распыляемой воды к расходу вторичного потока воздуха; при построении ориентировочно может быть принят равным 0,9.

Точное определение конечных параметров воздуха и воды во вспомогательном потоке воздуха возможно при поверочном расчете контактного аппарата. Точку $O_в$ находят на пересечении линий $t_{ов} = const$ и $i_{ов} = const$. Таким образом, отрезок $НК$ — охлаждение основного потока воздуха в поверхностном воздухоохладителе, $КП_к$ — подогрев воздуха в вентиляторе и воздуховодах, $П_кВ$ — процесс изменения состояния воздуха в помещении. Вспомогательный поток воздуха изменяет свое состояние по линии $НО_в$.

Расход приточного воздуха в системе с косвенным испарительным охлаждением определяют аналогично по формуле 5.3. При одинаковых заданных значениях параметров внутреннего воздуха расход приточного воздуха при косвенном испарительном охлаждении будет ниже, чем при прямом испарительном охлаждении. Для сравнения на i - d диаграмму нанесена линия $НП_п$, характеризующая процесс охлаждения воздуха при прямом испарительном охлаждении с байпасом. Если в помещении полная избыточная теплота составляет $Q^m_п$, то при косвенном испарительном охлаждении расход приточного воздуха составит:

$$G_{пк} = \frac{3{,}6Q_п^m}{(i_в - i_{пк})}, \tag{5.13}$$

а при прямом испарительном охлаждении:

$$G_{пп} = \frac{3{,}6Q_п^m}{(i_в - i_{пп})}. \tag{5.14}$$

Разность энтальпий $i_в - i_{пк}$ больше, чем разность энтальпий $i_в - i_{пп}$, поэтому $G_{пп} \succ G_{пк}$.

Кроме того, при косвенном испарительном охлаждении влагосодержание приточного воздуха меньше, чем влагосодержание приточного воздуха при прямом испарительном охлаждении $d_{пк} \prec d_{пк}$, что позволяет расширить область возможного использования принципа испарительного охлаждения воздуха. Он может использоваться для экономии искусственного холода как первая ступень охлаждения воздуха.

Двухступенчатое испарительное охлаждение

Температура мокрого термометра основного потока воздуха после охлаждения в поверхностном теплообменнике косвенного испарительного охлаждения имеет более низкое значение по сравнению с температурой мокрого термометра наружного воздуха, как естественный предел испарительного охлаждения. Поэтому при последующей обработке основного потока в контактном аппарате методом прямого испарительного охлаждения можно получить более низкие параметры воздуха по сравнению с естественным пределом. Такая схема последовательной обработки воздуха основ-

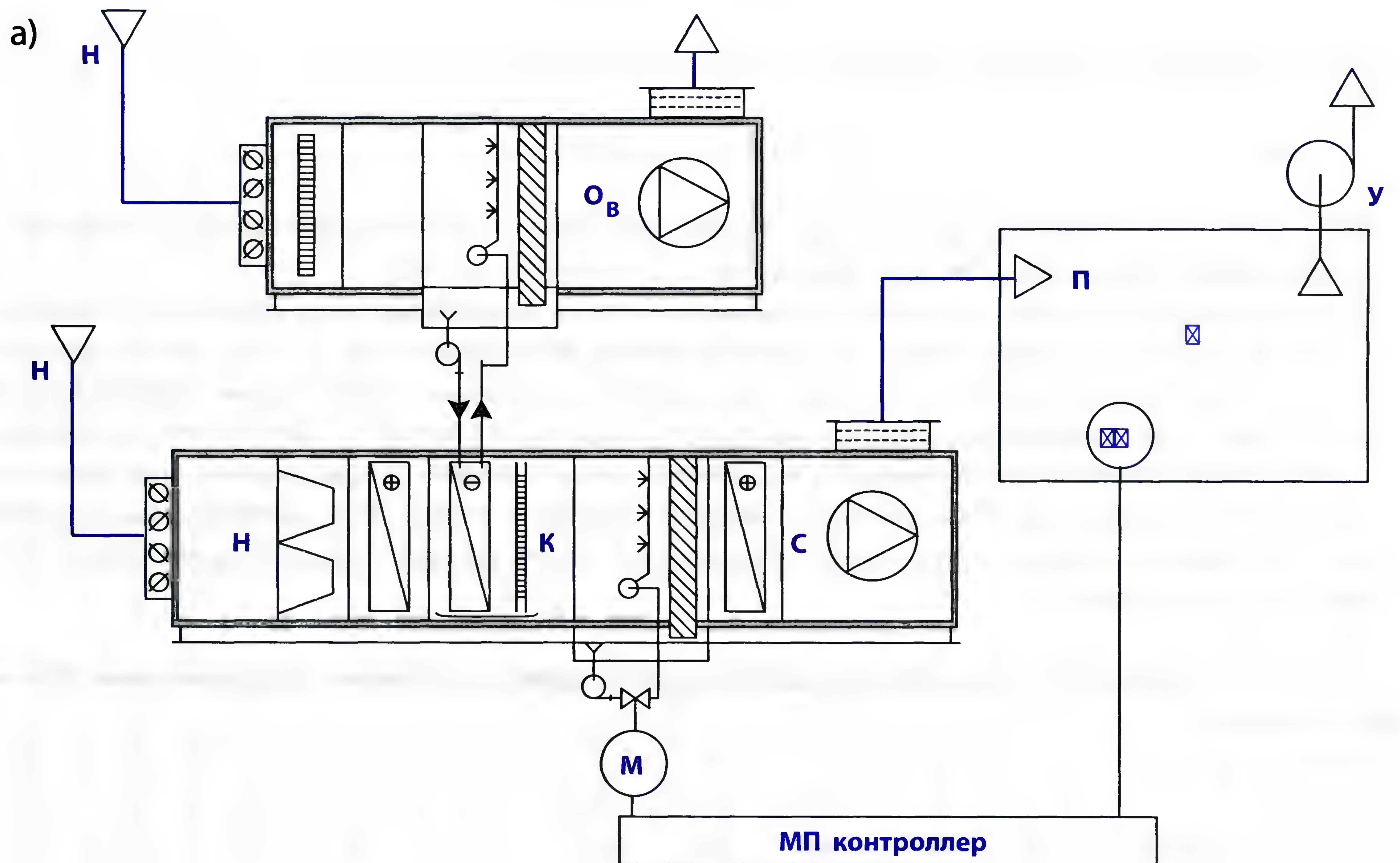
ного потока воздуха методом косвенного и прямого испарительного охлаждения называется двухступенчатым испарительным охлаждением. Схема компоновки оборудования центрального кондиционера, соответствующая двухступенчатому испарительному охлаждению воздуха, представлена на рисунке 5.7 а. Для нее также характерно наличие двух потоков воздуха: основного и вспомогательного. Наружный воздух, имеющий более низкую температуру по мокрому термометру, чем внутренний воздух в обслуживаемом помещении, поступает в основной кондиционер. В первом воздухоохладителе он охлаждается с помощью косвенного испарительного охлаждения. Далее он поступает в блок адиабатного увлажнения, где охлаждается и увлажняется. Испарительное охлаждение воды, циркулирующей через поверхностные воздухоохладители основного кондиционера, осуществляется при ее распылении в блоке адиабатного увлажнения во вспомогательном потоке. Циркуляционный насос забирает воду из поддона блока адиабатного увлажнения вспомогательного потока и подает ее в воздухоохладители основного потока и далее — на распыление во вспомогательном потоке. Убыль воды от испарения в основном и вспомогательном потоке восполняется через поплавковые клапаны. После двух ступеней охлаждения воздух подается в помещение.

Построение процессов изменения состояния воздуха при двухступенчатом испарительном охлаждении представлено на рисунке 5.7 б. Через точку *Н* проводят линию постоянного влагосодержания до пересечения с изотермой $t_к = const$ в точке *К*, характеризующей конечное состояние воздуха на выходе из поверхностного воздухоохладителя. Температуру в точке *К* определяют по формуле 5.9, конечные параметры воздуха во вспомогательном потоке — по формулам 5.10 и 5.12. Через точку *К* проводят линию постоянной энтальпии до пересечения с линией $\varphi = 95\%$ в точке *О*, характеризующей конечное состояние части наружного воздуха на выходе из блока адиабатного увлажнения. Для вспомогательного построения точки В' по линии постоянного влагосодержания $d_в = const$ от точки *В* опускаются на 1° вниз. Через точку *В'* проводят линию с угловым коэффициентом процесса в помещении ε и на пересечении ее с линией постоянной энтальпии $i_к = const$ получают точку *С*, характеризующую состояние смеси воздуха, проходящего через байпас (точка *К*), и потока воздуха, охлажденного в блоке адиабатного увлажнения (точка *О*). Через точку *С* проводят линию постоянного влагосодержания и на ее пересечении с линией процесса изменения состояния воздуха в помещении, проходящей через точку *В*, получают точку *П*, характеризующую состояние приточного воздуха в помещении. Таким образом, отрезок *НК* — охлаждение основного потока воздуха в поверхностном воздухоохладителе, *КО* — адиабатное охлаждение и увлажнение части приточного воздуха, *КСО* — процесс смешения потока воздуха, охлажденного и увлажненного в блоке адиабатного увлажнения, и наружного воздуха, *СП* — подогрев воздуха в вентиляторе и воздуховодах, *ПВ* — процесс изменения состояния воздуха в помещении. Вспомогательный поток воздуха изменяет свое состояние по линии $НО_в$.

Пример 5.2. Определить расход приточного воздуха и построить процесс обработки воздуха при двухступенчатом испарительном охлаждении в теплый период года для зала собраний в г. Оренбурге.

Параметры наружного воздуха: температура $t_н = 29{,}4°C$, энтальпия 52,4 кДж/кг. Параметры внутреннего воздуха: температура $t_в = 25°C$, относительная влажность воздуха $\varphi_в = 60\%$. Явная избыточная теплота $Q_я^т = 67800$ Вт; количество влаги $W^т = 25240$ г/ч; минимальный расход наружного воздуха $G_н^{мин} = 25000$ кг/ч. Перемешивающая вентиляция $k_t = 1$.

1. *Наносим точку Н ($t_н = 26{,}5°C$, $i_н = 52{,}0$ кДж/кг), характеризующую состояние наружного воздуха и определяем температуру мокрого термометра $t_{мт} = 18{,}3°C$ (рисунок 5.8).*
2. *Наносим точку В ($t_в = 25°C$, $\varphi_в = 60\%$), характеризующую состояние внутреннего воздуха, и через нее проводим луч процесса изменения состояния воздуха в помещении.*
3. *Температура воды, поступающей в поверхностный воздухоохладитель:*



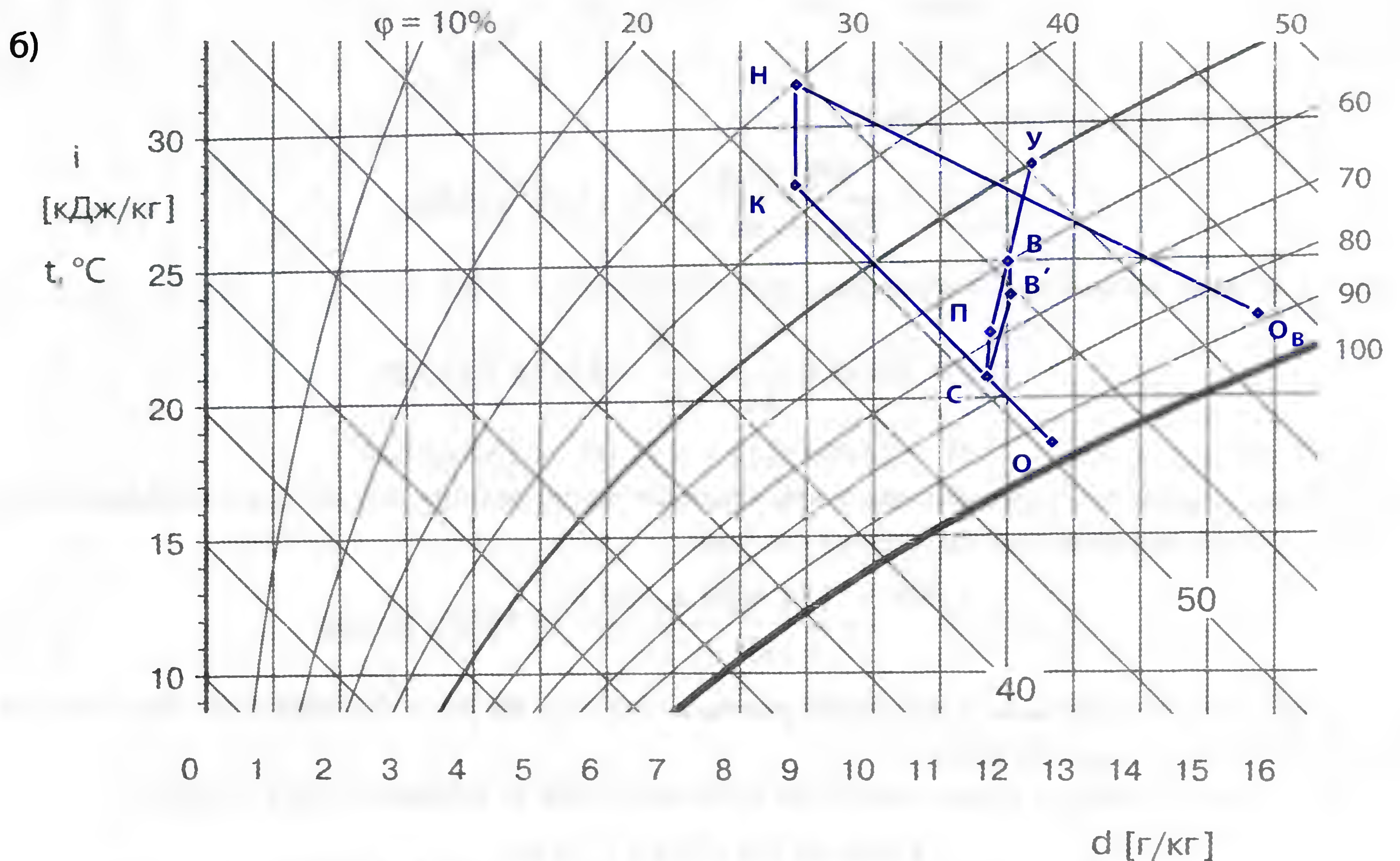


Рисунок 5.7. СКВ на основе применения двухступенчатого испарительного охлаждения:
а) схема компоновки оборудования; б) процессы обработки воздуха на i – d диаграмме

$$t_{w1} = 18{,}3 + 3 = 21{,}3°C.$$

4. *Температура воздуха на выходе из поверхностного теплообменника:*

$$t_к = 21{,}3 + 4{,}2 = 25{,}5°C.$$

5. *Наносим точку К на линию постоянного влагосодержания $d_н = 8{,}9$ г/кг и проводим линию постоянной энтальпии $i_к = 48{,}5$ кДж/кг — процесс адиабатного охлаждения.*
6. *Наносим точку В' и через нее проводим линию с угловым коэффициентом процесса в помещении ε = 12210 кДж/кг и на пересечении ее с линией постоянной энтальпии $i_к = 48{,}5$ кДж/кг получаем точку П', характеризующую состояние смеси воздуха, проходящего через байпас (точка К), и потока воздуха, охлажденного в блоке адиабатного увлажнения (точка О). Через точку П' проводим линию постоянного влагосодержания и на ее пересечении с линией процесса изменения состояния воздуха в помещении, проходящей через точку В, получаем точку П, характеризующую состояние приточного воздуха в помещении. Параметры точек промежуточного состояния воздуха приведены в таблице 5.2.*

Таблица 5.2. Параметры точек состояния воздуха при двухступенчатом испарительном охлаждении воздуха

Параметры воздуха			Н	В	К	П'	П	В'	О	Ов
Температура	*t*	°C	29,4	25,0	25,5	19,0	20,0	24,0	18,0	22,7
Относительная влажность	*φ*	%	34%	60%	43%	83%	78%	64%	91%	93%
Влагосодержание	*d*	г/кг	8,9	12,2	8,9	11,7	11,7	12,2	12,0	16,5
Энтальпия	*i*	кДж/кг	52,4	56,3	48,5	48,5	49,9	55,3	48,5	65,0
Плотность	*ρ*	кг/м³	1,13	1,15	1,15	1,17	1,17	1,15	1,18	1,15

7. *Расход приточного воздуха $G_п$ равен:*

$$G_п = \frac{308189{,}6}{(56{,}3 - 49{,}9)} = 48154{,}6 \text{ кг/час.}$$

8. *Расход воздуха, проходящего через оросительное пространство:*

$$G_о = 48154{,}6\frac{11{,}7 - 8{,}9}{12 - 8{,}9} = 43494{,}5 \text{ кг/час.}$$

9. *Расход воды составит:* $W = 43494{,}5(12 - 8{,}9)\cdot 10^{-3} = 135$ *кг/час.*
10. *Расход воды через воздухоохладитель при перепаде температуры воды 3°С и блок адиабатного увлажнения вспомогательного потока воздуха:*

$$G_w = \frac{1{,}005 \cdot 48154{,}6(29{,}4 - 25{,}5)}{4{,}187 \cdot 3} = 15026 \text{ кг/час.}$$

Если принять коэффициент орошения равным единице, то расход воздуха во вспомогательном потоке будет равен расходу воды.

11. *Энтальпия вспомогательного потока воздуха на выходе из контактного аппарата:*

$$i_{ов} = 52{,}4 + \frac{1{,}005 \cdot 48154{,}6(29{,}4 - 25{,}6)}{15026} = 64{,}6 \text{ кДж/кг.}$$

Температура конечного состояния воздуха по мокрому термометру:

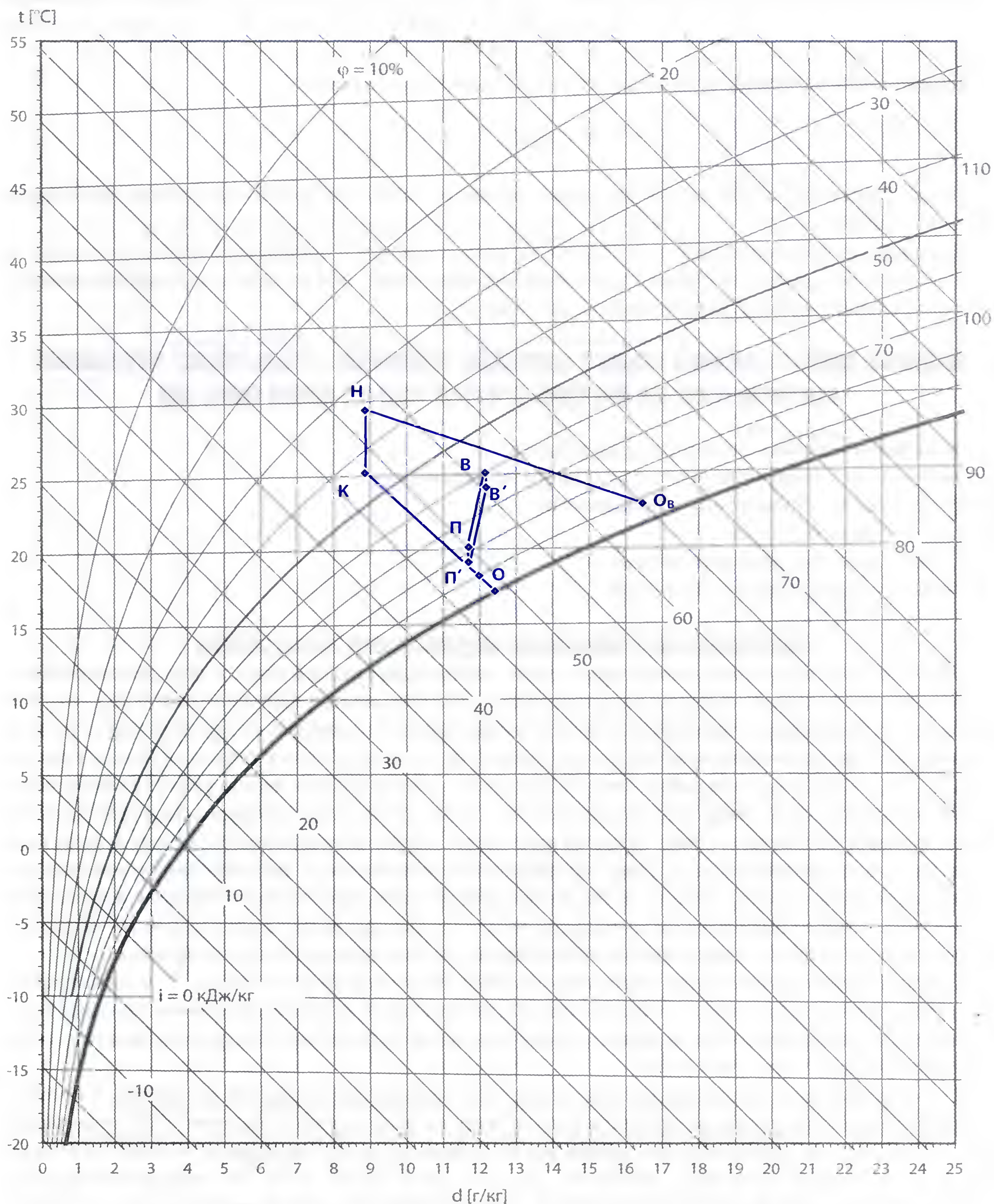


Рисунок 5.8. Пример построения процессов обработки воздуха в центральном кондиционере при двухступенчатом испарительном охлаждении для теплого периода года

$$t_{мт} \approx \frac{64,6}{0,7 \cdot 4,187} = 22\,°C.$$

Температура конечного состояния воздуха по сухому термометру:

$$t_{ов} = 29,4 - 0,9(29,4 - 22) = 22,7°C.$$

Результаты построения на i – d диаграмме процессов изменения состояния воздуха представлены на рисунке 5.8.

Как видно из сравнения результатов расчета, расход воздуха и орошающей воды в схеме с двухступенчатым испарительным охлаждением значительно ниже, чем в схеме с прямым испарительным охлаждением при одинаковых исходных данных.

Построение процессов обработки воздуха в центральном кондиционере с использованием искусственных источников холода для охлаждения наружного воздуха в теплый период года

Возможно несколько схем обработки воздуха:
а) прямоточная с воздухонагревателем второго подогрева;
б) прямоточная с управляемыми процессами;
в) прямоточная с байпасом;
г) с одной или двумя рециркуляциями;
д) с первой рециркуляцией и байпасом.

Прямоточная схема с использованием воздухонагревателя второго подогрева

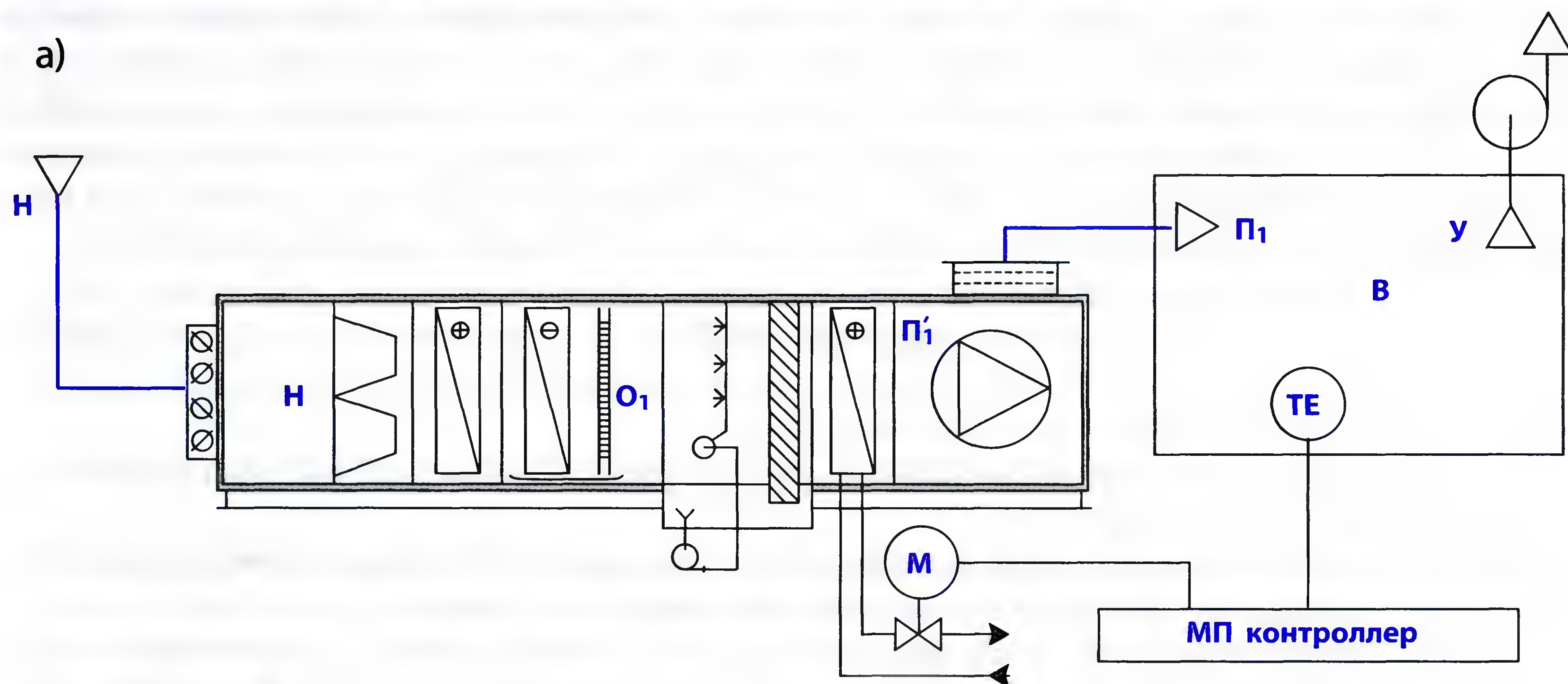
Прямоточная схема применяется в том случае, когда рециркуляции невозможна, нецелесообразна (энтальпия удаляемого воздуха из помещения больше энтальпии наружного воздуха $i_у > i_н$) или необходимость в рециркуляции отсутствует (минимально необходимый расход наружного воздуха больше расхода приточного воздуха, определенного на удаление полных теплоизбытков в помещении, $G_н \geq G_п$). При проектировании следует всегда стремиться к исключению рециркуляции и применению прямоточной схемы обработки воздуха. Схема компоновки оборудования центрального кондиционера, соответствующая прямоточной схеме с воздухонагревателем второго подогрева, представлена на рисунке 5.9 а. В схеме предусмотрена возможность регулирования температуры внутреннего (приточного) воздуха путем изменения расхода воды через поверхностный воздухонагреватель второго подогрева по сигналу датчика температуры воздуха в помещении (температуры приточного воздуха) и косвенное регулирование относительной влажности воздуха.

Для построения процесса при прямоточной схеме обработки воздуха линию $d_{п1}$ = const продляют до пересечения с линией $\varphi_о$ = const в точке O_1, отвечающей значению конечной относительной влажности воздуха на выходе из применяемого для целей охлаждения и осушения воздуха теплообменного аппарата (рисунок 5.9 б).

Для охлаждения и осушения воздуха может быть использована камера орошения, в которую для реализации политропного процесса подают воду на распыление с температурой ниже температуры точки росы начального состояния воздуха. Конечную относительную влажность воздуха на выходе из камеры орошения принимают равной в диапазоне 90–95%. Для охлаждения и осушения воздуха чаще используют поверхностные воздухоохладители, в которых при контакте воздуха с охлажденной поверхностью рекуперативного теплообменника наблюдается конденсация водяных паров и происходит уменьшение влагосодержания воздуха; этот процесс называют «мокрым» охлаждением. Конечная относительная влажность охлажденного и осушенного воздуха в поверхностном воздухоохладителе зависит от начальной относительной влажности воздуха. Согласно реко-

мендациям Кокорина О. Я. можно принимать $\varphi_к = 88\%$ при начальной относительной влажности воздуха $\varphi_н < 45\%$, $\varphi_к = 92\%$ — при $45\% < \varphi_н < 70\%$, $\varphi_к = 98\%$ — при $\varphi_н > 70\%$.

а)



б)

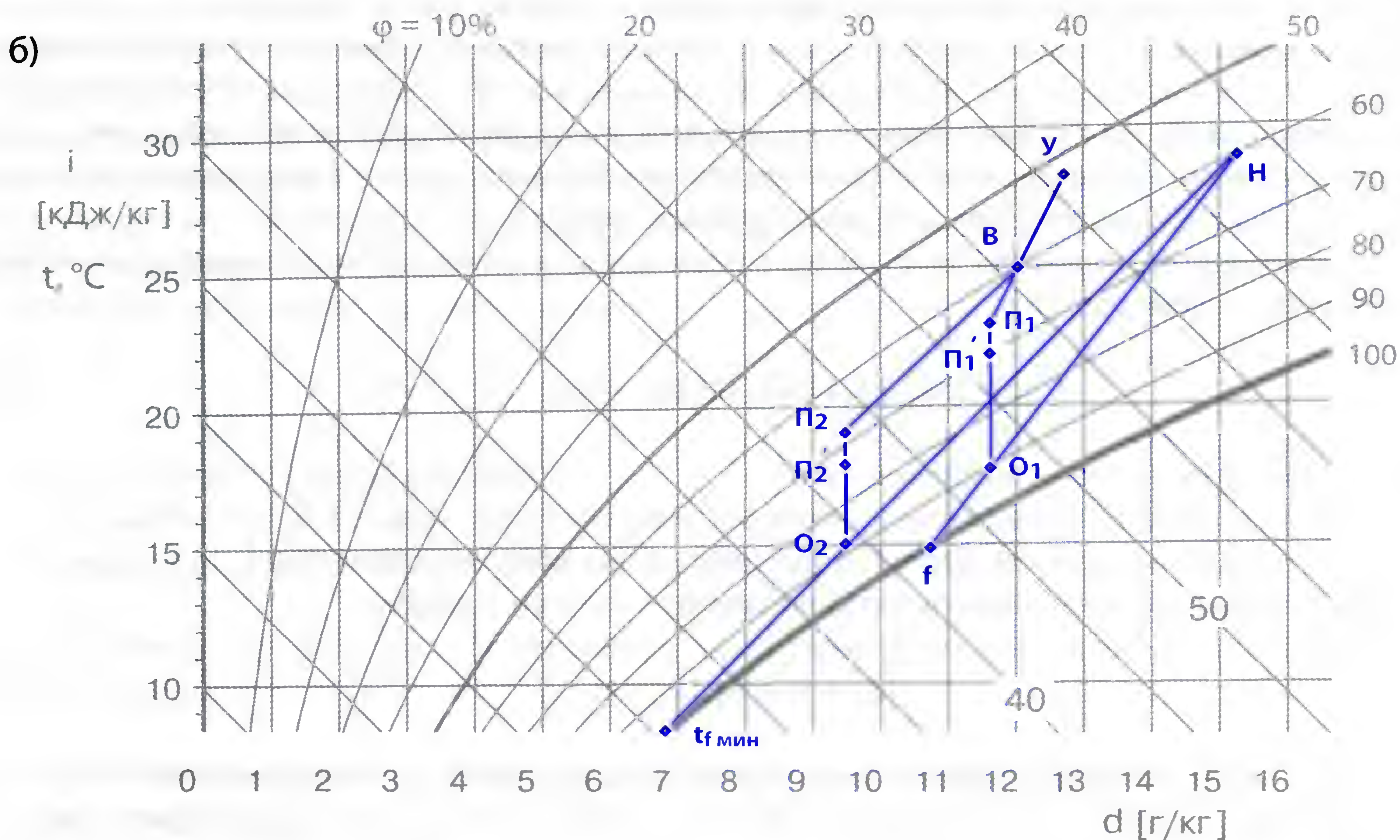


Рисунок 5.9. Прямоточная СКВ с воздухонагревателями второго подогрева:

а) схема компоновки оборудования; б) процессы обработки воздуха на i – d диаграмме: $НО_1П_1{}^1П_1ВУ$ — для вытесняющей вентиляции, $НО_2П_2{}^1П_2В$ — для перемешивающей вентиляции

Таким образом, точка O_1 характеризует состояние воздуха на выходе из воздухоохладителя, а полученный отрезок $O_1П_1'$ — процесс нагревания воздуха в воздухонагревателе второго подогрева. Далее точку $Н$ соединяют с точкой O_1, $НO_1$ — процесс охлаждения и осушения воздуха в поверхностном воздухоохладителе или камере орошения. $П_1'П_1$ — процесс нагревания воздуха в вентиляторе и воздуховодах, $П_1ВУ$ — процесс изменения состояния воздуха в помещении.

Схема обработки воздуха со вторым подогревом является нерациональной, так как воздух сначала глубоко охлаждается, а затем нагревается до необходимой температуры в воздухонагревателе второго подогрева, каждый из этих процессов сопровождается затратами энергии. Необходимо всегда стремиться к исключению второго подогрева. Однако в отдельных случаях, в частности в помещениях со значительными влаговыделениями, малыми теплоизбытками и низким значением углового коэффициента процесса ассимиляции теплоты и влаги, это сделать невозможно. Второй подогрев необходим, если линия, соединяющая точки $П^1_2$ и $Н$, не пересекает линию насыщения или пересекает ее в точке с температурой ниже минимальной температуры поверхности теплообмена, определяемой как:

$$t_{f min} \geq t_{xв} + (3 \div 5), \tag{5.15}$$

где t_f — температура поверхности теплообмена, °С;

$t_{xв}$ — начальная температура холодной воды, поступающей в поверхностный воздухоохладитель центрального кондиционера, °С;

Если соотношение не выполняется, то на линии насыщения φ = 100% отмечают точку предельного состояния воздуха при средней температуре охлаждающей поверхности $t_{fмин} = t_{xв} + 3$.

Соединяют полученную точку с точкой $Н$ и на пересечении этой линии с $d_{п2} = const$ находят точку $О_2$, характеризующую конечное состояние охлажденного и осушенного воздуха. Тогда $О_2$ $П^1_2$ — неизбежный процесс нагревания воздуха в воздухонагревателе второго подогрева.

Необходимость во втором подогреве может возникнуть при использовании воздухоохладителя непосредственного испарения, параметры воздуха на выходе из которого достаточно низкие, чтобы соответствовать параметрам приточного воздуха, и сложно поддаются регулированию, а также при вытесняющей вентиляции, когда температура приточного воздуха имеет достаточно высокое значение — на 2–4°С ниже температуры внутреннего воздуха.

На основе построения вычисляют расход холода на охлаждение наружного воздуха в поверхностном воздухоохладителе, кВт:

$$Q_x = 0{,}278 G_п (i_{вн} - i_{вк}), \tag{5.16}$$

где $G_п$ — расход приточного воздуха, кг/час;

$i_{вн}$ — энтальпия воздуха на входе в поверхностный воздухоохладитель, $i_{вн} = i_н$, кДж/кг;

$i_{вк}$ — энтальпия воздуха на выходе из поверхностного воздухоохладителя, $i_{вк} = i_о$, кДж/кг.

Определяют расход теплоты в воздухонагревателе второго подогрева:

$$Q_m = 0{,}278 c_в G_п (i_{п^1} - i_о), \tag{5.17}$$

где $i_{п^1}$, $i_о$ — соответственно температура воздуха на выходе и на входе в воздухонагреватель, °С.

Недостатком прямоточной схемы обработки воздуха с использованием второго подогрева в теплый период года является повышенное потребление энергии: холода на охлаждение и теплоты на нагревание, что является неэкономичным. Установка воздухонагревателя второго подогрева требует дополнительную строительную площадь и контур теплоснабжения со всей необходимой запорно-регулирующей арматурой. Достоинством такой схемы является простота регулирования температуры воздуха в помещении методом «точки росы» (см. Главу 11).

Пример 5.3. Построить процесс обработки воздуха в центральном кондиционере при прямоточной схеме со вторым подогревом для спортивного зала в теплый период года в г. Москве.

Исходные данные: Схема организации воздухообмена «сверху-вверх», перемешивающая вентиляция $k_t = 1$. Параметры внутреннего воздуха $t_в = 25$°С; $\varphi_в = 55\%$, явные избытки теплоты $Q_я^m = 20724$ Вт,

количество влаги $W_в^m$ = 26200 г/ч, минимальный расход наружного воздуха $G_н^{мин}$ = 9600 кг/ч. Параметры наружного воздуха: температура $t_н$ = 26,5°С, энтальпия $i_н$, 52 кДж/кг.

1. *Наносим точку Н, характеризующую состояние наружного воздуха ($t_н$ = 26,5°С, $i_н$ = 52,0 кДж/кг) и точку В, характеризующую состояние внутреннего воздуха ($t_в$ = 25°С, $\varphi_в$ = 60%) (рисунок 5.10).*
2. *Вычисляем тепловлажностное отношение:*

$$\varepsilon = \frac{3{,}6 \cdot 20724 + 2540 \cdot 26{,}2}{26{,}2} = \frac{141154{,}4}{26{,}2} = 5390 \text{ кДж/кг}$$

и через точку В проводим луч процесса изменения состояния воздуха в помещении.

3. *Принимаем расход приточного воздуха в размере минимально необходимого расхода наружного воздуха $G^н_{min}$ = 9600 кг/ч и определяем энтальпию приточного воздуха:*

$$i_п = 53{,}4 - \frac{3{,}6 \cdot 39209{,}6}{9600} = 38{,}7 \text{ кДж/кг.}$$

4. *Наносим точку П на линию процесса изменения состояния воздуха в помещении и определяем температуру приточного воздуха. Проверяем возможность распределения приточного воздуха с такой температурой в помещении расчетом воздухораспределения (см. Главу 4).*
5. *Проводим линию постоянного влагосодержания $d_п$ = 8,3 г/кг и на нее наносим точки $П^1$ на пересечении с изотермой 16,5°С и О на пересечении с линией относительной влажности воздуха φ = 88% — конечное значение относительной влажности воздуха после поверхностного воздухоохладителя.*
6. *Проверяем возможность реализации процесса охлаждения воздуха, определяя температуру поверхности теплообмена $t_f = t_{хв}$ + 3 = 7 + 3 = 10°С и предельную температуру в точке пересечения линии процесса охлаждения с линией насыщения φ = 100%, $t_п$ = 11°С. Таким образом, процесс может быть реализован.*
7. *Количество холода на охлаждение воздуха:*

$$Q_x = 0{,}278 \cdot 9600 \cdot (53{,}9 - 34{,}1) = 52842 \text{ } Вт.$$

8. *Расход теплоты на второй подогрев:*

$$Q_x = 0{,}278 \cdot 9600 \cdot 1{,}005 \cdot (16{,}5 - 13{,}0) = 9387{,}5 \text{ } Вт.$$

Результаты построения на i – d диаграмме процессов изменения состояния воздуха представлены на рисунке 5.10.

Таблица 5.3. Параметры точек состояния воздуха при прямоточной СКВ с воздухонагревателем второго подогрева

			Н	В	О	П	П'
Температура	t	°С	28,5	25,0	13,0	17,5	16,5
Относительная влажность	φ	%	40%	55%	88%	66%	70%
Влагосодержание	d	г/кг	9,8	11,0	8,3	8,3	8,3
Энтальпия	i	кДж/кг	53,9	53,4	34,1	38,7	37,7
Плотность	ρ	кг/м^3	1,15	1,16	1,21	1,19	1,20

Для исключения или уменьшения расхода теплоты на второй подогрев применяют управляемые процессы тепломассообмена, байпасирование по воздуху, вторую рециркуляцию.

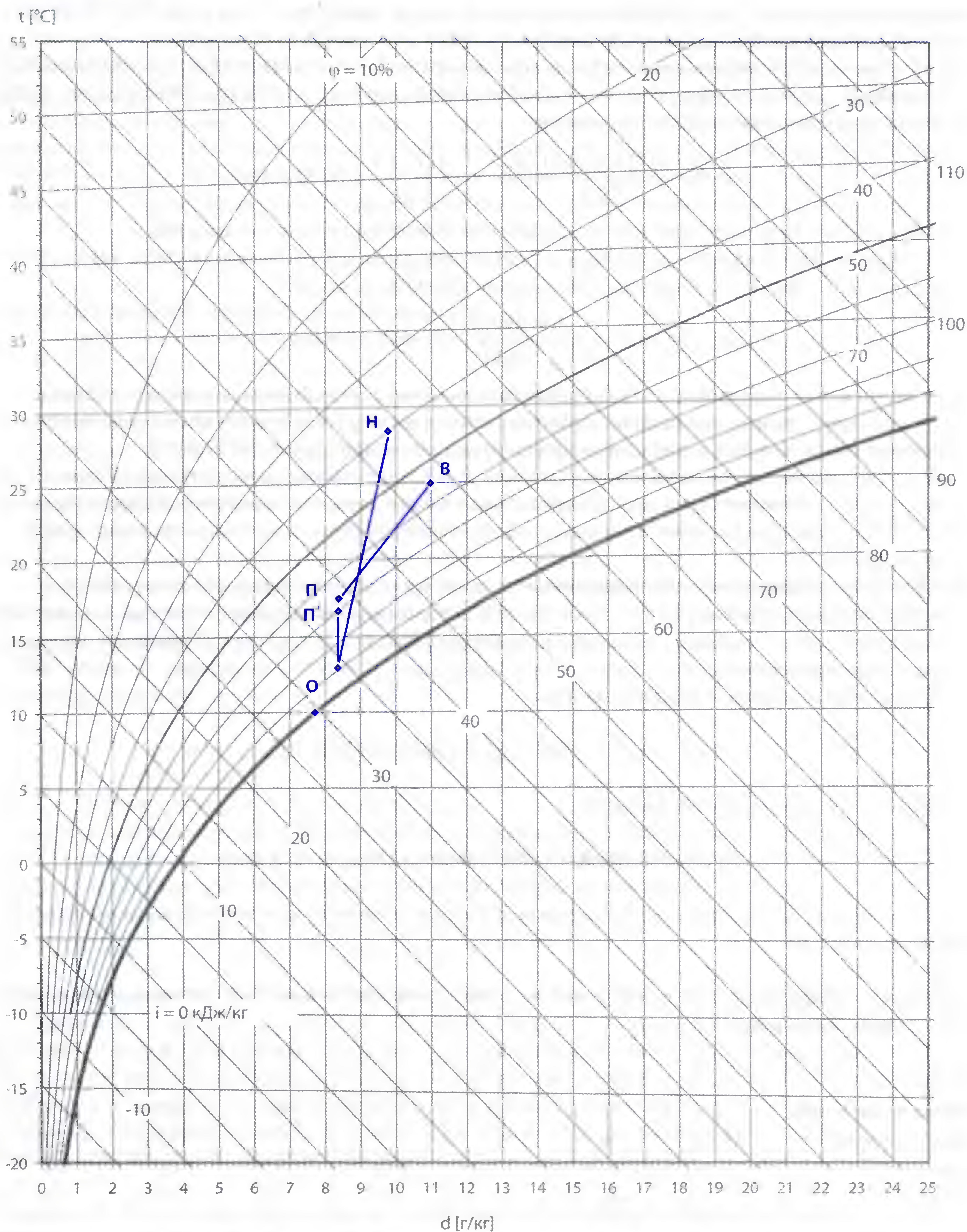


Рисунок 5.10. Пример построения процессов обработки воздуха в центральном кондиционере при прямоточной схеме со вторым подогревом для теплого периода года

Процессы осушения и охлаждения воздуха, когда линия $П^1Н$ не пересекает линию насыщения, могут быть реализованы в контактных аппаратах, в том числе в оросительных камерах, с использованием растворов солей бромистого лития или хлористого лития, которые имеют свойства абсорбентов.

Прямоточная схема с управляемым процессом

Под управляемым процессом в поверхностном воздухоохладителе или камере орошения при политропном охлаждении понимают процессы тепломассообмена при изменении параметров воздуха и воды на выходе из теплообменника и, соответственно, количества передаваемой теплоты (холода) под действием управляющих воздействий. В качестве управляющего воздействия изменяют расход холодной воды с помощью двухходовых или трехходовых регулирующих клапанов на трубопроводах или переменного числа оборотов насоса. Этот способ называется *количественным регулированием*. Если начальная температура холодной воды остается неизменной, а расход воды через теплообменник изменяется, то параметры конечного состояния воздуха будут находиться на линии процесса охлаждения, направленной на точку с температурой поверхности на линии насыщения, определяемой начальной температурой холодной воды. При изменении температуры воды, поступающей в воздухоохладитель путем подмешивания обратной воды, прошедшей теплообменник, происходит изменение направления процесса охлаждения. Этот способ называется *качественным регулированием*. Второй способ применяется редко.

Схема компоновки оборудования центрального кондиционера, соответствующая прямоточной схеме с управляемым процессом, представлена на рисунке 5.11 а. В схеме предусмотрена возможность изменения расхода воды через поверхностный воздухоохладитель с помощью трехходового разделительного регулирующего клапана по сигналу датчика температуры воздуха в помещении (температуры приточного воздуха).

Для построения управляемого процесса следует соединить точку $П^1$ с точкой $Н$ и продлить полученную линию до пересечения с $\varphi = 100\%$ в точке предельного состояния воздуха (средняя температура охлаждающей поверхности) (рисунок 5.11 б). Для проверки возможности реализации процесса «мокрого» охлаждения в воздухоохладителе центрального кондиционера на линии насыщения $\varphi = 100\%$ проверяют соотношение 5.15. Если соотношение выполняется, то $НП^1$ — процесс охлаждения и осушения всего количества воздуха при уменьшенном расходе воды через теплообменник, НО — воображаемый (теоретический) процесс охлаждения и осушения воздуха при максимальном расходе воды через теплообменник.

Фактический расход холода на охлаждение наружного воздуха в поверхностном воздухоохладителе составит, кВт:

$$Q_x = 0{,}278 G_n (i_{вн} - i_{вк}), \qquad (5.18)$$

где энтальпия воздуха на входе в поверхностный воздухоохладитель $i_{вн} = i_н$;
энтальпия воздуха на выходе из поверхностного воздухоохладителя $i_{вк} = i_n'$.

Этот расход холода необходим для подбора холодильной машины.

Для правильного выбора поверхности теплообмена и типоразмера поверхностного воздухоохладителя, а также регулирующего клапана при изменении холодопроизводительности способом изменения расхода воды определяют расход холода при охлаждении воздуха до конечного состояния, определяемого точкой $О$ (воображаемую 100% холодопроизводительность), кВт:

$$Q_x = 0{,}278 G_{во} (i_{вн} - i_{вк}), \qquad (5.19)$$

где $G_{во} = G_n$, $i_{вн} = i_н$, $i_{вк} = i_о$.

Расход теплоты в воздухонагревателе второго подогрева равен нулю.

а)

Н
Н
П′
П
У
В
ТЕ
М
холодная вода
МП контроллер

б)

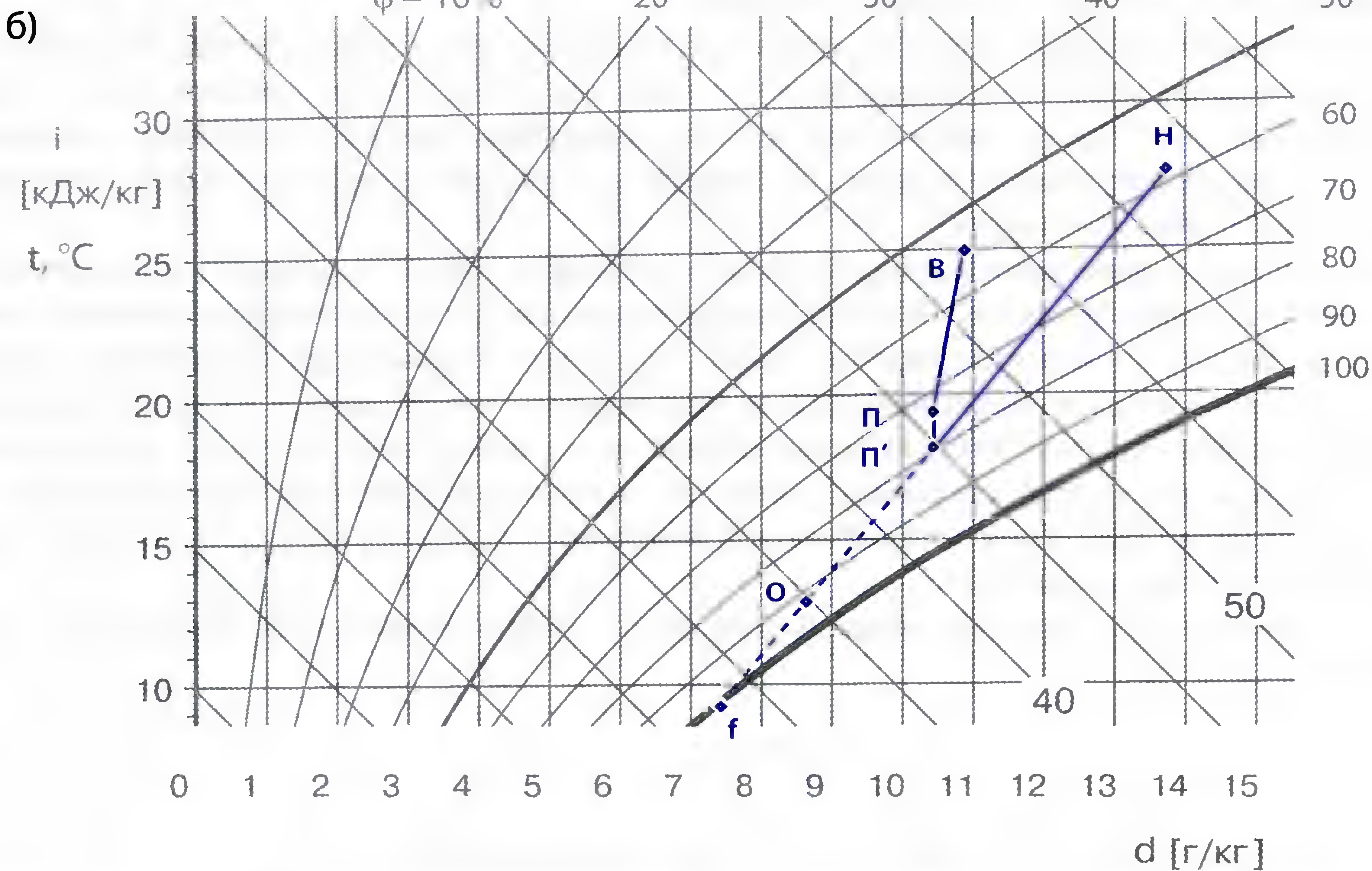


Рисунок 5.11. Прямоточная СКВ с управляемым процессом в поверхностном воздухоохладителе:
а) схема компоновки оборудования; б) процессы обработки воздуха на i – d диаграмме

Пример 5.4. Построить процесс обработки воздуха в центральном кондиционере при прямоточной схеме с управляемым процессом для актового зала в г. Москве для теплого периода года.

Исходные данные: Схема организации воздухообмена «сверху-вверх», перемешивающая вентиляция $k_t = 1$. Параметры внутреннего воздуха $t_в = 25°C$; $\varphi_в = 60\%$, явные избытки теплоты $Q_я^т = 17090$ Вт, количество влаги $W^т = 9072$ г/ч, минимальный расход наружного воздуха $G_н^{мин} = 4800$ кг/ч. Параметры наружного воздуха: температура $t_н = 26,5°C$, энтальпия $i_н = 52$ кДж/кг.

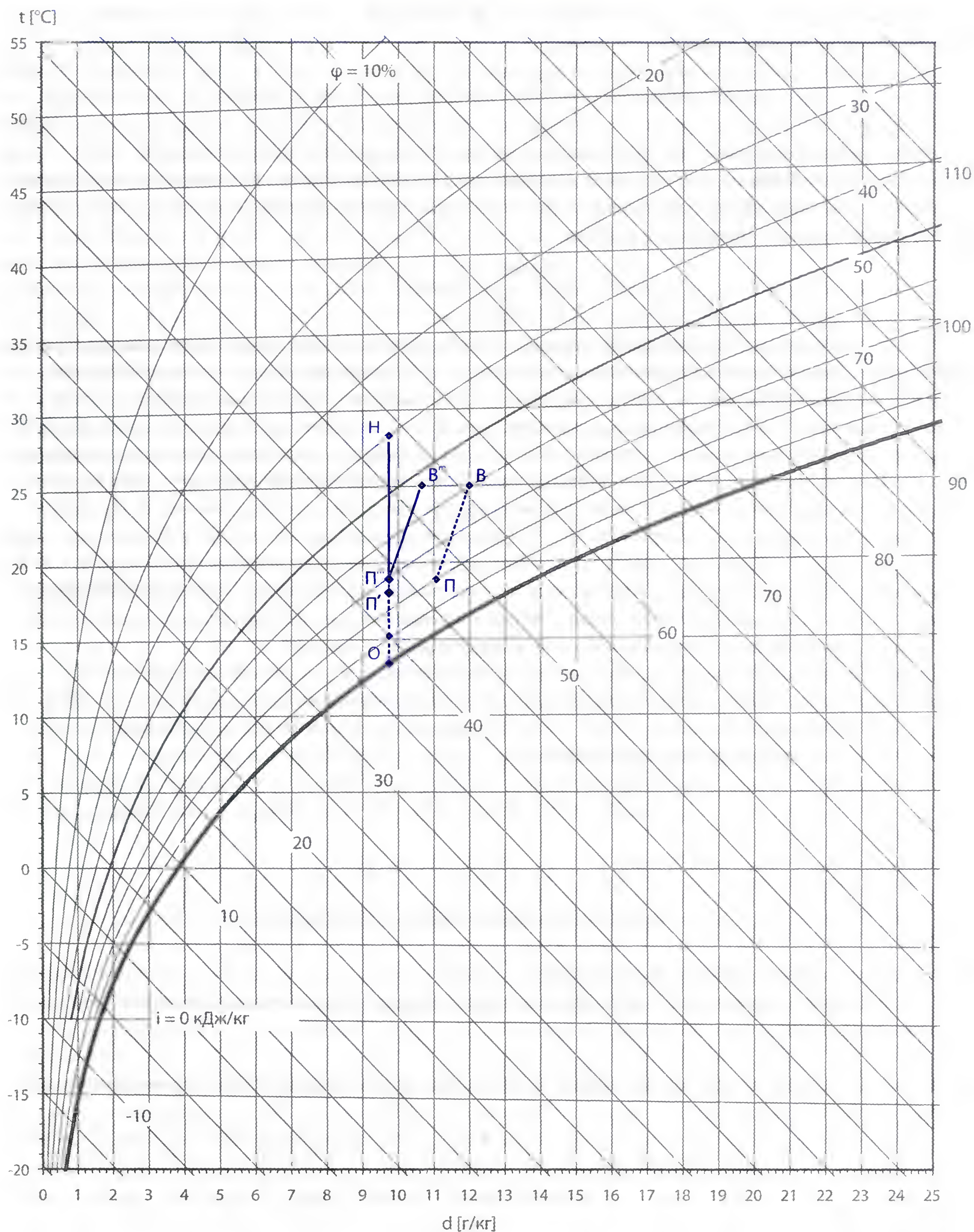


Рисунок 5.12. Пример построения процессов обработки воздуха в центральном кондиционере при прямоточной схеме с управляемым процессом для теплого времени года

1. *Наносим точку В ($t_в$ = 25°С, $\phi_в$ = 60%) и точку Н ($t_н$ = 26,5°С, $i_н$ = 52,0 кДж/кг) (рисунок 5.12).*
2. *Вычисляем тепловлажностное отношение:*

$$\varepsilon = \frac{3,6 \cdot 17090 + 2540 \cdot 9,1}{9,1} = \frac{84638}{9,1} = 9300 \text{ кДж/кг}$$

и через точку В проводим луч процесса изменения состояния воздуха в помещении.

3. *Принимаем температуру приточного воздуха $t_п$ = 19°С. Наносим точку П на линию процесса изменения состояния воздуха в помещении и определяем энтальпию приточного воздуха $i_п$ = 47,5 кДж/кг.*
4. *Определяем расход приточного воздуха:*

$$G_п = \frac{84638}{(56,0 - 47,5)} = 9957 \text{ кг/час.}$$

Расход приточного воздуха больше минимально необходимого расхода наружного воздуха, но рециркуляция в помещении актового зала нецелесообразна, так как $i_н \prec i_в$. Поэтому принимаем прямоточную схему.

5. *Для доведения наружного воздуха до состояния приточного его необходимо охладить и увлажнить, так как $d_п \succ d_н$. Этот процесс может быть реализован только в оросительной камере при политропном режиме. В поверхностном воздухоохладителе возможно только охлаждение и осушение. В данном случае целесообразно применить «сухое» охлаждение наружного воздуха в поверхностном воздухоохладителе. Для этого корректируем положение точки В. Проводим линию постоянного влагосодержания $d_н$ = 9,8 г/кг и на нее наносим точки: $П^m$ и $П^1$ на пересечении с изотермами $t_п^m$ = 19°С и $t_{п1}$ = 18°С и О — с линией относительной влажности воздуха φ = 88%. Отрезок НП‘ характеризует управляемый процесс охлаждения воздуха. Через точку $П^m$ проводим луч процесса изменения состояния воздуха в помещении и на его пересечении с изотермой $t_в$ = 25°С определяем новое положение точки внутреннего воздуха $В^m$.*
6. *Проверяем возможность реализации процесса охлаждения воздуха, определяя предельную температуру в точке пересечения линии процесса охлаждения с линией насыщения φ = 100% $t_{пр}$ = 13,5°С, которая больше t_f = 10°С. Таким образом, процесс может быть реализован.*
7. *Количество холода на охлаждение воздуха:*

$$Q_x = 0,278 \cdot 9957 \cdot (53,9 - 43) = 30171,7 \text{ Вт.}$$

8. *Воображаемое количество холода:*

$$Q_x = 0,278 \cdot 9957 \cdot (53,9 - 40,5) = 37091,8 \text{ Вт.}$$

9. *Расход теплоты на второй подогрев равен нулю.*

Результаты построения на i – d диаграмме процессов изменения состояния воздуха представлены на рисунке 5.12.

Таблица 5.4. Параметры точек состояния воздуха при прямоточной СКВ с управляемым процессом

			Н	В′	О	П	$П^m$	$П^1$	$В^m$
Температура	*t*	°С	28,5	25,0	15,5	19,0	19,0	18,0	25,0
Влажность	*φ*	%	40%	60%	88%	80%	71%	75%	53%
Влагосодержание	*d*	г/кг	9,8	12,1	9,8	11,2	9,8	9,8	10,7
Энтальпия	*i*	кДж/кг	53,9	56,0	40,5	47,5	44,0	43,0	52,5
Плотность	*ρ*	кг/м³	1,15	1,16	1,20	1,18	1,19	1,19	1,16

Прямоточная схема с байпасом

Получить заданные параметры приточного воздуха после воздухоохладителя возможно также путем устройства обводного канала по воздуху, называемого байпасом, когда часть воздуха проходит через него без обработки и затем смешивается с потоком охлажденного воздуха. Способ изменения расхода воздуха через теплообменник применяют для камер орошения с политропным режимом и фреоновых воздухоохладителей. Схема компоновки оборудования центрального кондиционера, соответствующая прямоточной схеме с байпасом, представлена на рисунке 5.13 а. В схеме предусмотрена возможность изменения расхода воздуха через воздухоохладитель и обводной канал с помощью воздушного регулирующего клапана на байпасе по сигналу датчика температуры воздуха в помещении (температуры приточного воздуха).

Для построения процесса точку $П^1$ соединяют с точкой $Н$ и продляют полученную линию до пересечения с $\varphi_о$ = const в точке $О$ и φ = 100% в точке предельного состояния воздуха (рисунок 5.13 б). Точка $О$ характеризует конечное состояние части наружного воздуха на выходе из воздухоохладителя. Точка $П'$ характеризует состояние смеси наружного воздуха, проходящего через байпас (точка $Н$), и потока охлажденного воздуха (точка $О$). Таким образом, $НО$ — процесс охлаждения и осушения части воздуха в воздухоохладителе, $ОП^1Н$ — процесс смешения потоков воздуха, охлажденного в воздухоохладителе и необработанного.

Расход воздуха через байпас определяют по формуле:

$$G_б = G_п \frac{d_п - d_о}{d_н - d_о} \quad (5.20)$$

и воздухоохладитель:

$$G_{во} = G_п - G_б, \quad (5.21)$$

где $G_п$, $G_б$, $G_{во}$ — массовые расходы воздуха соответственно приточного, через байпас, через воздухоохладитель, кг/ч;

$d_п$, $d_о$, $d_н$ — влагосодержание воздуха соответственно приточного, охлажденного, наружного, г/кг.

На основе построения вычисляют фактический расход холода на охлаждение наружного воздуха в воздухоохладителе, кВт:

$$Q_х = 0{,}278 G_{во}(i_{вн} - i_{вк}), \quad (5.22)$$

где $i_{вн}$, $i_{вк}$ — энтальпия воздуха на входе и выходе из воздухоохладителя, кДж/кг, $i_{вн} = i_н$, $i_{вк} = i_о$.

Пример 5.5. Построить процесс обработки воздуха в центральном кондиционере при прямоточной схеме с байпасом для актового зала для тех же исходных данных, что в примере 5.4.

Выполняем расчеты и построение с пункта 1 по пункт 4 аналогично построению в примере 5.4 (рисунок 5.14).

5. *Проводим линию постоянного влагосодержания $d_н$ = 9,8 г/кг и на нее наносим точки: $П$, $П^1$ на пересечении с изотермами $t_п$ = 19°C и $t_{п1}$ = 18°C и $О$ — с линией относительной влажности воздуха φ = 88%. Отрезок $НО$ характеризует процесс охлаждения части приточного воздуха, отрезок $НП^1О$ — процесс смешения охлажденного воздуха в воздухоохладителе и проходящего через обводной канал.*
6. *Определяем расход воздуха через обводной канал (байпас):*

$$G_б = 9957 \frac{43 - 40{,}5}{53{,}9 - 40{,}5} = 1857{,}6 \text{ кг/час}$$

и воздухоохладитель:

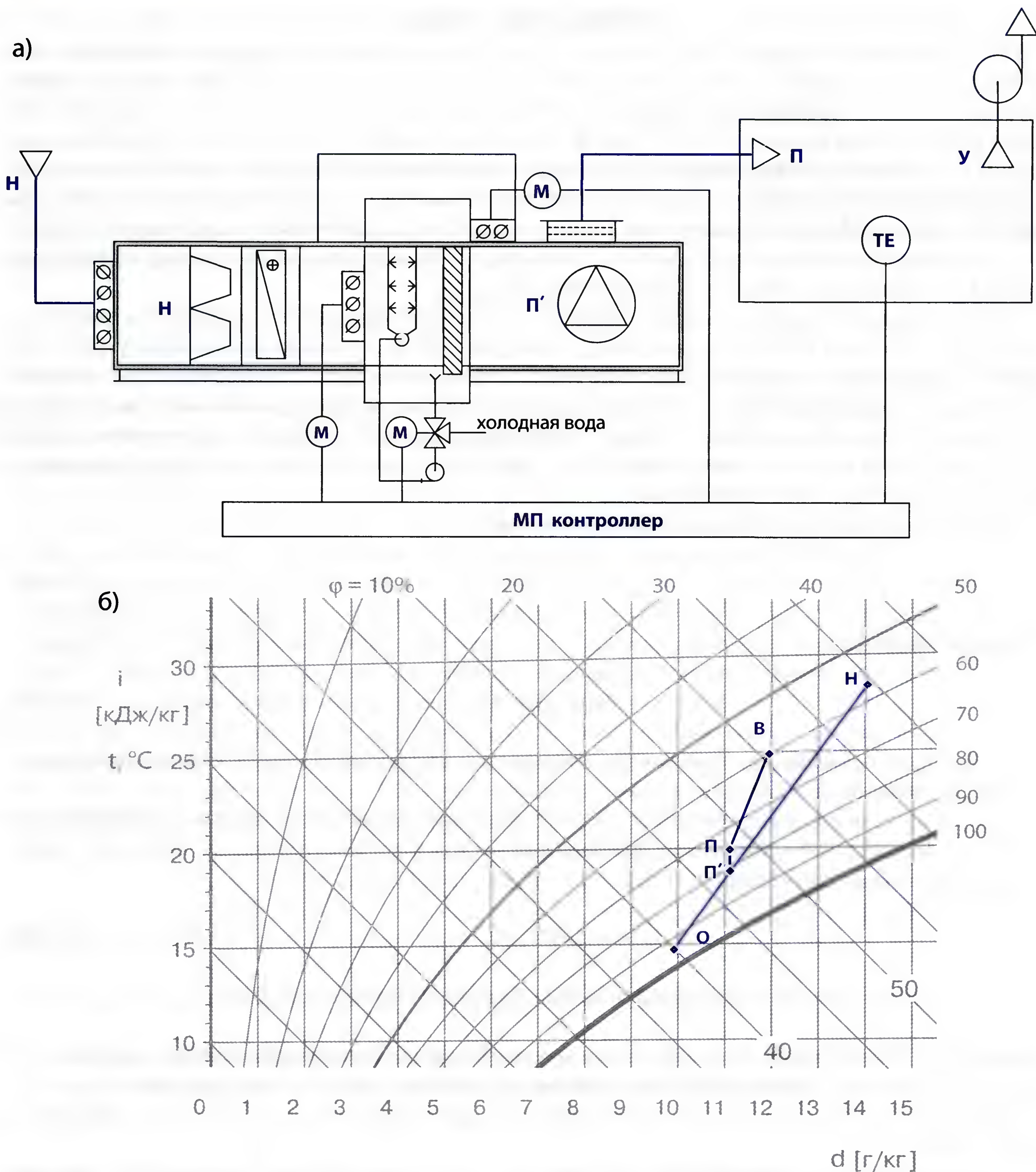


Рисунок 5.13. Прямоточная СКВ с байпасом:

а) схема компоновки оборудования; б) процессы обработки воздуха на i – d диаграмме

$$G_{во} = 9957 - 1857{,}6 = 8099{,}4 \text{ кг/час.}$$

7. Количество холода на охлаждение воздуха:

$$Q_x = 0{,}278 \cdot 8099{,}4 \cdot (53{,}9 - 40{,}5) = 30171{,}9 \; Вт.$$

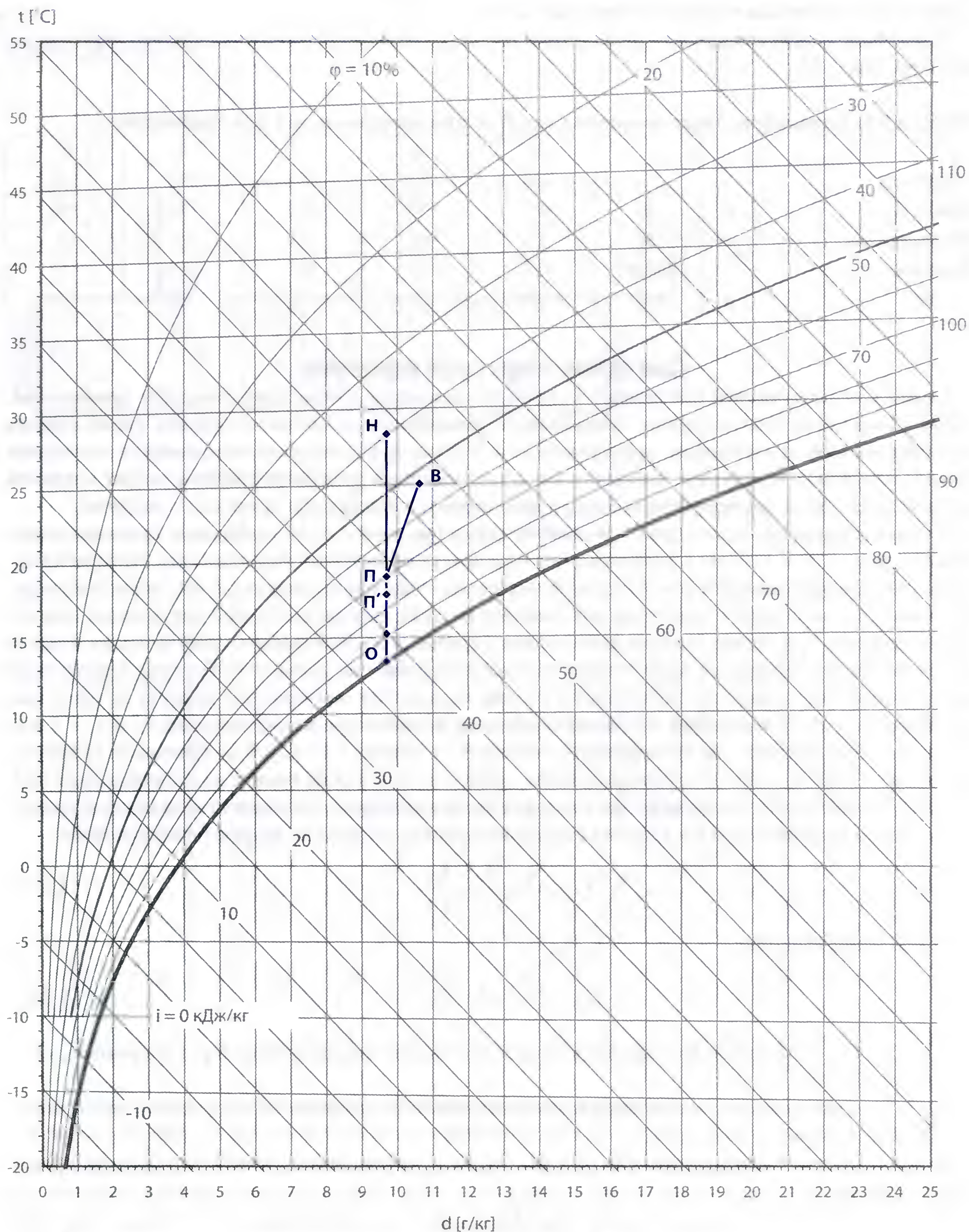


Рисунок 5.14. Пример построения процессов обработки воздуха в центральном кондиционере при прямоточной схеме с байпасом для теплого периода года

8. Расход теплоты на второй подогрев равен нулю.

Результаты построения на i – d диаграмме процессов изменения состояния воздуха представлены на рисунке 5.14.

Таблица 5.5. Параметры точек состояния воздуха при прямоточной СКВ с байпасом

			Н	В	О	П	П'
Температура	t	°C	28,5	25,0	15,5	19,0	18,0
Влажность	φ	%	40%	53%	88%	71%	75%
Влагосодержание	d	г/кг	9,8	10,7	9,8	9,8	9,8
Энтальпия	i	кДж/кг	53,9	52,5	40,5	44,0	43,0
Плотность	ρ	кг/м³	1,15	1,16	1,20	1,19	1,19

Схема обработки воздуха с двумя рециркуляциями

Схемы с рециркуляцией применяют в случае возможности и целесообразности ее применения. Схема компоновки оборудования центрального кондиционера, соответствующая схеме с двумя рециркуляциями, представлена на рисунке 5.15 а. В схеме предусмотрена возможность изменения расхода наружного и рециркуляционного воздуха с помощью воздушных регулирующих клапанов по сигналу датчиков температуры воздуха в помещении (температуры приточного воздуха).

Для построения процесса с двумя рециркуляциями (рисунок 5.15 б) необходимо предварительно нанести точку $В^1$ или $У^1$. Если в теплый период года воздух подается настилающимися струями на потолок при перемешивающей вентиляции, то параметры удаляемого воздуха, в том числе и из верхней зоны, соответствуют параметрам внутреннего воздуха; при вытесняющей вентиляции или перемешивающей при подаче воздуха наклонными струями в обслуживаемую зону и заборе воздуха на рециркуляцию из верхней зоны следует определять параметры удаляемого воздуха. Температуру рециркуляционного воздуха определяют с учетом повышения температуры воздуха на один градус вследствие нагрева воздуха в рециркуляционном вентиляторе и воздуховодах: $t_в^1 = t_в + 1$ или $t_у^1 = t_у + 1$. Полученную точку соединяют с точкой $П^1$, а линию $У^1П^1$ или $В^1П^1$ продляют до пересечения с $\varphi_о = const$ в точке $О$, характеризующей состояние воздуха на выходе из воздухоохладителя. Точка $П^1$ соответствует состоянию смеси воздуха после воздухоохладителя и второй рециркуляции.

На основе графического построения определяют расход воздуха на вторую рециркуляцию:

$$G_{2p} = G_п \frac{(i_{п^1} - i_о)}{(i_{у_1} - i_о)} \tag{5.23}$$

и первую рециркуляцию:

$$G_{1p} = G_п - G_н - G_{2p}, \tag{5.24}$$

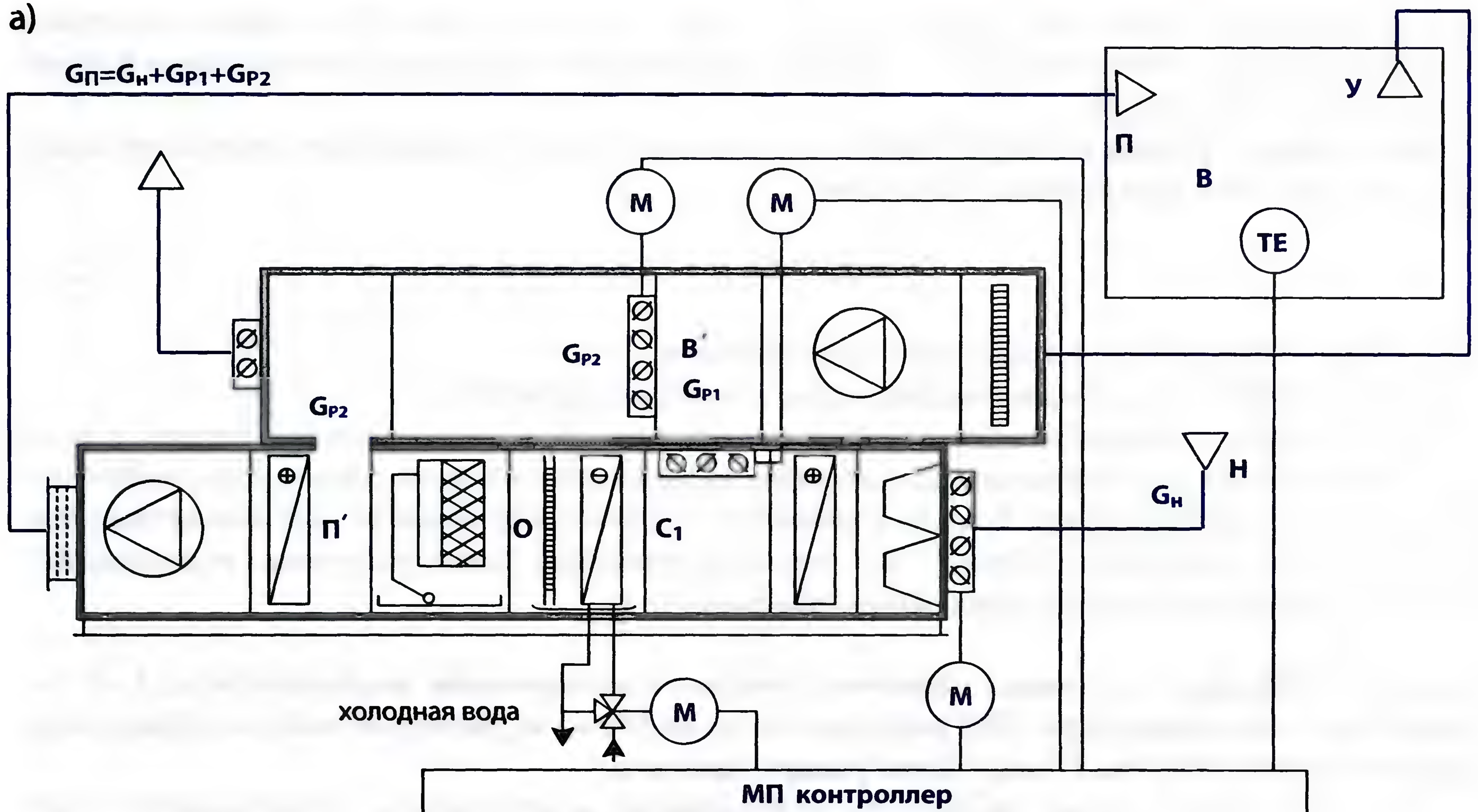
где G_{1p}, G_{2p}, $G_н$ — массовые расходы воздуха соответственно первой и второй рециркуляции, наружного, кг/ч;

$i_{п^1}$, $i_о$, $i_{у^1}$ — удельная энтальпия воздуха соответственно приточного, охлажденного, удаляемого, кДж/кг.

Далее вычисляют влагосодержание точки $С_1$, характеризующей состояние воздуха после первой рециркуляции:

$$d_{c1} = \frac{G_н d_н + G_{1p} d_{у^1}}{G_н + G_{1p}}, \tag{5.25}$$

где $d_{у^1}$ — влагосодержание удаляемого воздуха, г/кг.



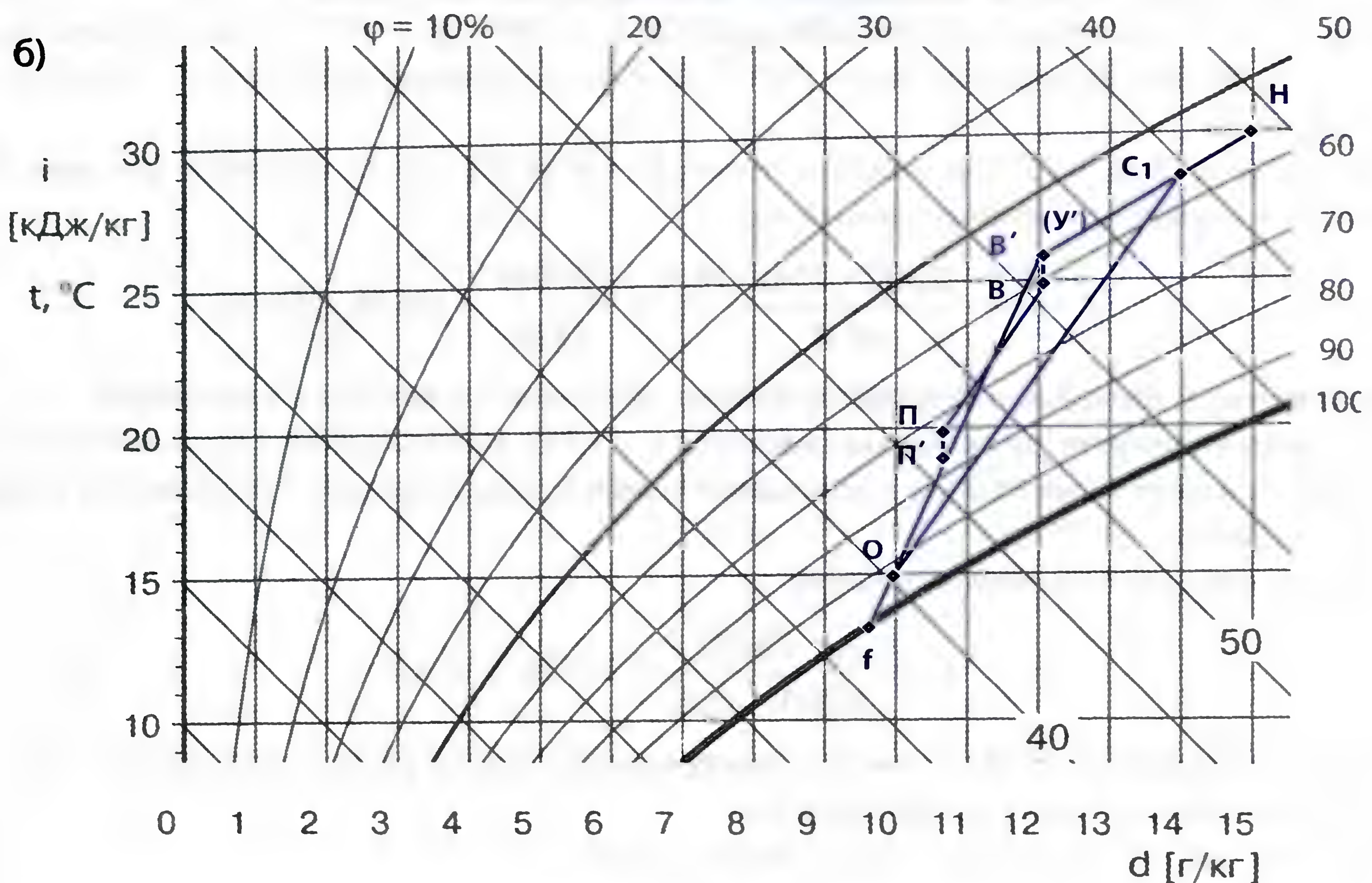


Рисунок 5.15. СКВ с двумя рециркуляциями:

а) схема компоновки оборудования; б) процессы обработки воздуха на i – d диаграмме в теплый период года

На прямую $В^1Н$ или $У^1Н$ наносят точку $С_1$, соединяют точки $С_1$ и $О$ и получают процесс охлаждения и осушения воздуха в поверхностном воздухоохладителе. Проверяют возможность реализации полученного процесса в поверхностном воздухоохладителе. Таким образом, $У^1С_1Н$ — процесс смешения потоков воздуха наружного и первой рециркуляции, $С_1О$ — процесс охлаждения и осушения смеси наружного воздуха и первой рециркуляции в воздухоохладителе, $ОП^1У^1$ — процесс смешения потоков воздуха второй рециркуляции и воздуха, охлажденного в воздухоохладителе, $П^1П$ —

процесс нагревания приточного воздуха в вентиляторе и воздуховодах, *ПВУ* — процесс изменения состояния воздуха в помещении, *УУ*[1] — процесс нагревания рециркуляционного воздуха в рециркуляционном вентиляторе.

На основе построения вычисляют фактический расход холода на охлаждение наружного воздуха в поверхностном воздухоохладителе, кВт:

$$Q_x = 0{,}278G_{во}(i_{вн} - i_{вк}), \tag{5.26}$$

где $G_{во} = G_п - G_{2р}$, $i_{вн} = i_{c1}$, $i_{вк} = i_o$ при двух рециркуляциях.

Расход теплоты в воздухонагревателе второго подогрева равен нулю.

Схема с двумя рециркуляциями в теплый период года позволяет экономить теплоту и холод на обработку воздуха. Недостатком данной схемы является сложность обеспечения автоматического регулирования температуры воздуха в помещении. Применение схемы не всегда возможно, поскольку прямая, соединяющая точки $П^1$ и $У^1$, не всегда пересекает линию насыщения или пересекает в точках с температурой ниже температуры поверхности t_f.

Пример 5.6. Построить процесс обработки воздуха в центральном кондиционере на i – d диаграмме для зала кинотеатра (СКВ второго класса) на 500 мест, расположенного в г. Краснодаре, в теплый период года для схемы с двумя рециркуляциями.

Исходные данные: схема организации воздухообмена «сверху-вверх», перемешивающая вентиляция $k_t = 1$. Параметры внутреннего воздуха: $t_в = 25°C$; $\varphi_в = 60\%$, явная избыточная теплота $Q_я^т = 42300$ Вт, количество влаги $W^т = 18{,}4$ кг/ч, минимальный расход наружного воздуха $G_н^{мин} = 12000$ кг/ч.

1. *Наносим точку В ($t_в = 25°C$, $\phi_в = 60\%$) и точку Н ($t_н = 28{,}8°C$, $i_н = 61{,}6$ кДж/кг) (рисунок 5.16).*
2. *Вычисляем тепловлажностное отношение:*

$$\varepsilon = \frac{3{,}6 \cdot 42300 + 2540 \cdot 18{,}4}{18{,}4} = \frac{199016}{18{,}4} = 10816 \text{ кДж/кг}$$

и через точку В проводим луч процесса изменения состояния воздуха в помещении.

3. *Принимаем температуру приточного воздуха $t_п = 19°C$. Наносим точку П на линию процесса изменения состояния воздуха в помещении и определяем энтальпию приточного воздуха $i_п = 45{,}6$ кДж/кг.*
4. *Определяем расход приточного воздуха:*

$$G_п = \frac{3{,}6 \cdot 55282{,}2}{(56{,}0 - 45{,}6)} = 19136{,}2 \text{ кг/час.}$$

Расход приточного воздуха больше минимально необходимого расхода наружного воздуха, поэтому принимаем схему с двумя рециркуляциями.

5. *Определяем расход воздуха на вторую рециркуляцию:*

$$G_{2р} = 19136{,}2\frac{(47{,}1 - 45{,}8)}{(57{,}1 - 45{,}8)} = 2201{,}5 \text{ кг/час}$$

и первую рециркуляцию:

$$G_{1р} = 19136{,}2 - 12000 - 2201{,}5 = 4935 \text{ кг/час.}$$

6. *Вычисляем влагосодержание точки C_1, характеризующей состояние воздуха после первой рециркуляции:*

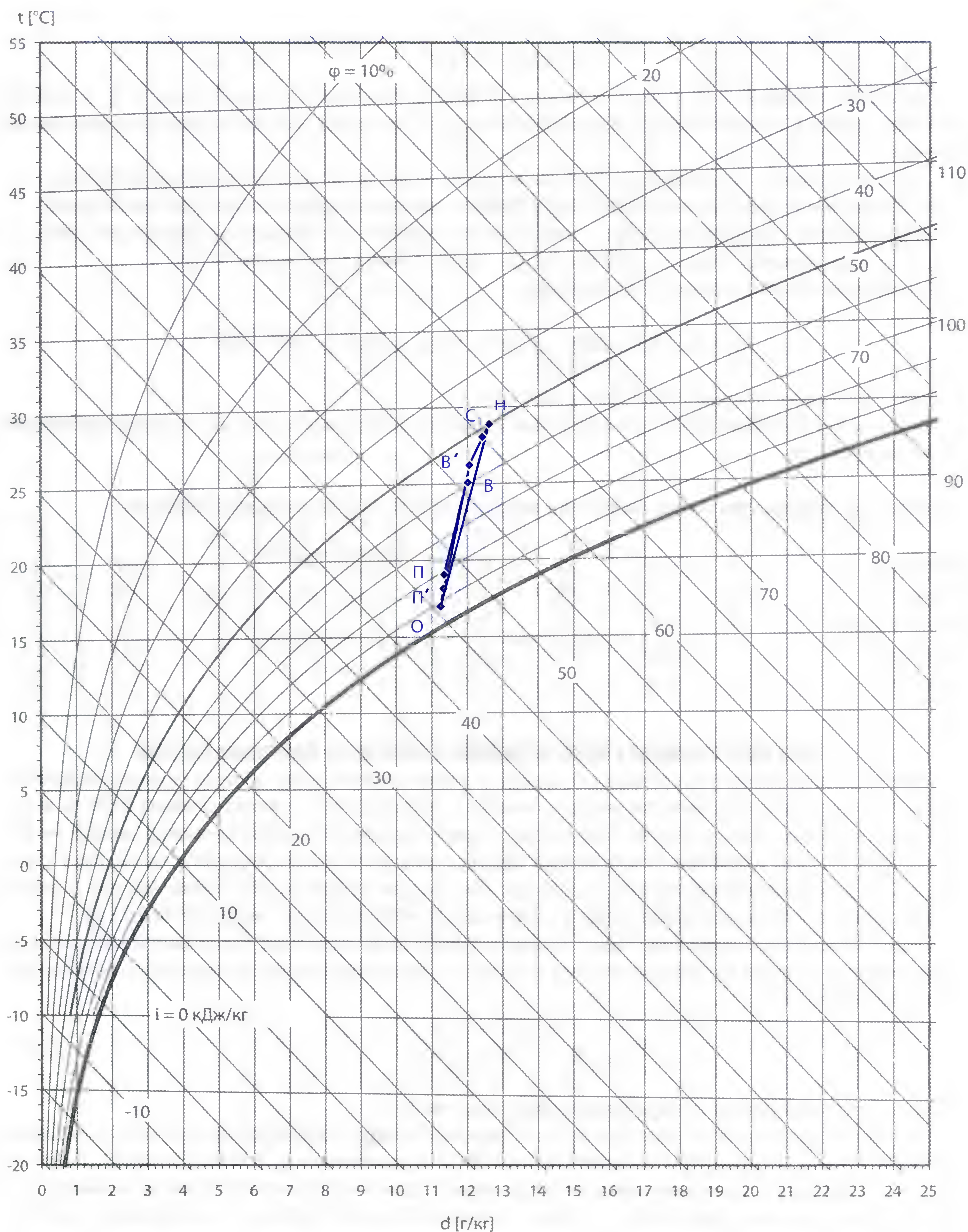


Рисунок 5.16. Пример построения процессов обработки воздуха в центральном кондиционере с двумя рециркуляциями для теплого периода года

$$d_{c_1} = \frac{12000 \cdot 12{,}7 + 4935 \cdot 12{,}1}{12000 + 4935} = 12{,}5 \text{ г/кг}.$$

Соединяем точки Н и B^1 и на пересечении с линией постоянного влагосодержания d_{c_1} = 12,5 г/кг получаем точку C_1, характеризующую состояние смеси наружного воздуха и воздуха первой рециркуляции.

7. *Соединяем точку C_1 с точкой О и получаем процесс охлаждения воздуха в воздухоохладителе. Проверяем возможность реализации процесса охлаждения воздуха, определяя предельную температуру в точке пересечения линии процесса охлаждения с линией насыщения φ = 100%, $t_{пр}$ = 15,5°С, которая больше t_f = 10°С и процесс может быть реализован.*
8. *Количество холода на охлаждение воздуха:*

$$Q_x = 0{,}278 \cdot (12000 + 2766) \cdot (60{,}2 - 41{,}6) = 76352 \text{ Вт}.$$

9. *Расход теплоты на второй подогрев равен нулю.*

Результаты построения на i – d диаграмме процессов изменения состояния воздуха представлены на рисунке 5.16.

Таблица 5.6. Параметры точек состояния воздуха в СКВ с двумя рециркуляциями

			Н	В	П	$П^1$	О	C_1	B^1
Температура	t	°С	28,8	25,0	19,0	18,0	17,0	28,0	26,0
Влажность	φ	%	51%	60%	82%	87%	92%	52%	57%
Влагосодержание	d	г/кг	12,7	12,1	11,4	11,4	11,3	12,5	12,1
Энтальпия	i	кДж/кг	61,6	56,0	48,1	47,1	45,8	60,2	57,1
Плотность	ρ	кг/м³	1,14	1,16	1,18	1,19	1,19	1,15	1,16

Схема обработки воздуха с первой рециркуляцией и байпасом или управляемым процессом

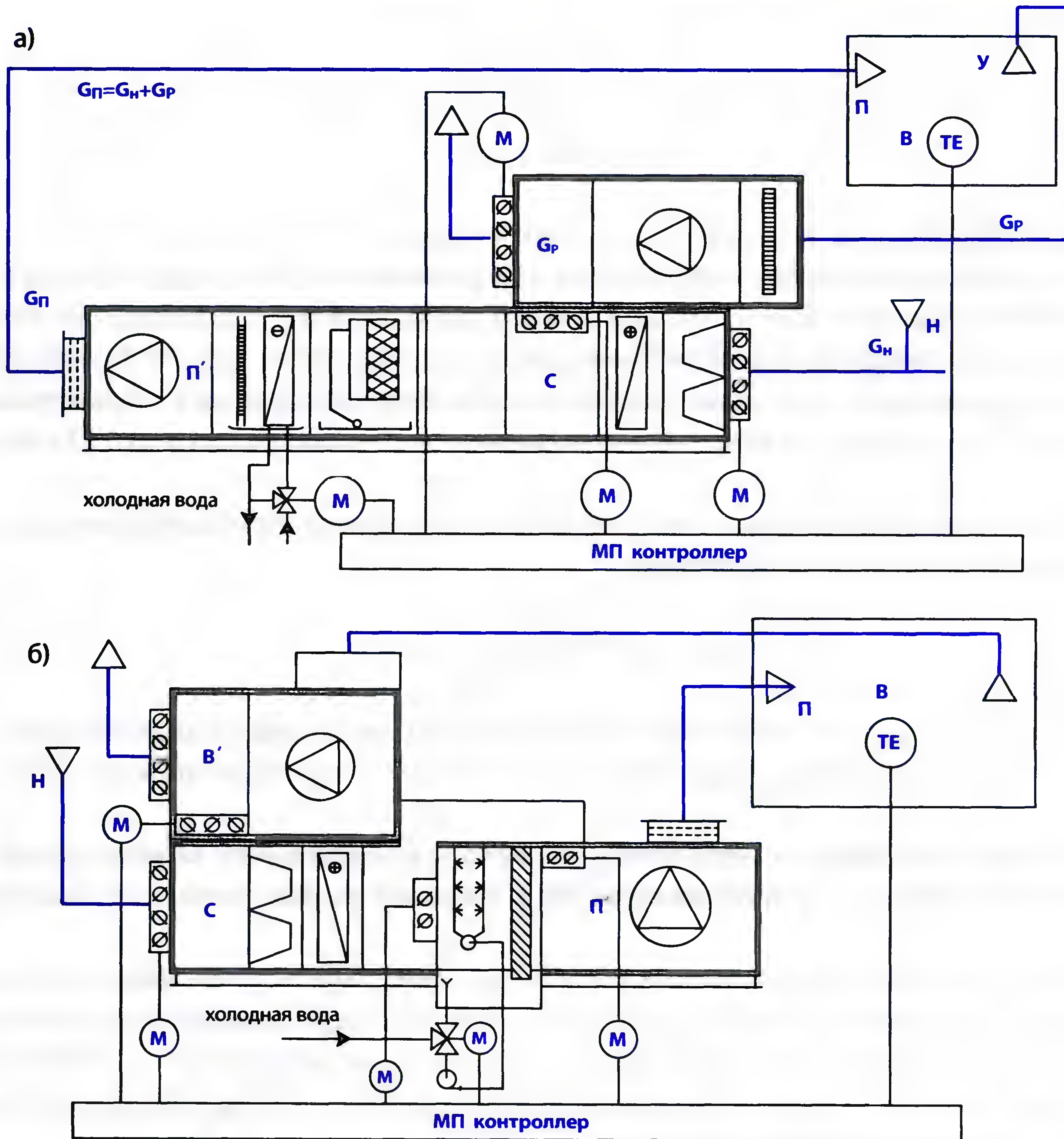
Иногда расход наружного воздуха составляет значительную долю общего расхода, вследствие чего рециркуляционного воздуха может оказаться недостаточно для обеспечения первой и второй рециркуляции. В этом случае весь расход рециркуляционного воздуха можно подать на первую рециркуляцию, применяя управляемый процесс (рисунок 5.17 а) или байпас по воздуху (рисунок 5.17 б) для исключения второго подогрева. Построение процесса обработки воздуха с первой рециркуляцией и байпасом выполняют в следующей последовательности (рисунок 5.17 в).

Определяют влагосодержание точки *С*, характеризующей состояние смеси наружного и рециркуляционного воздуха из условия, что все количество рециркуляционного воздуха подают на первую рециркуляцию:

$$d_c = \frac{G_н d_н + G_p d_у}{G_н + G_p}, \tag{5.27}$$

где G_p — массовый расход рециркуляционного воздуха, кг/ч.

На линию, соединяющую точки *Н* и B^1 или $У^1$ при влагосодержании d_c наносят точку *С*. Соединяют точку *С* с точкой $П^1$, продляют полученную линию до пересечения с $\varphi_o = const$ в точке *О*. Тогда точка $П^1$ характеризует состояние смеси воздуха, обработанного в воздухоохладителе и прошедшего через байпас без обработки, $ОП^1С$ — процесс смешения потоков воздуха, охлажденного в воздухоохладителе и необработанного, а *СО* — процесс охлаждения части воздуха в воздухоохладителе. Расход воздуха через байпас и воздухоохладитель определяют по формулам:



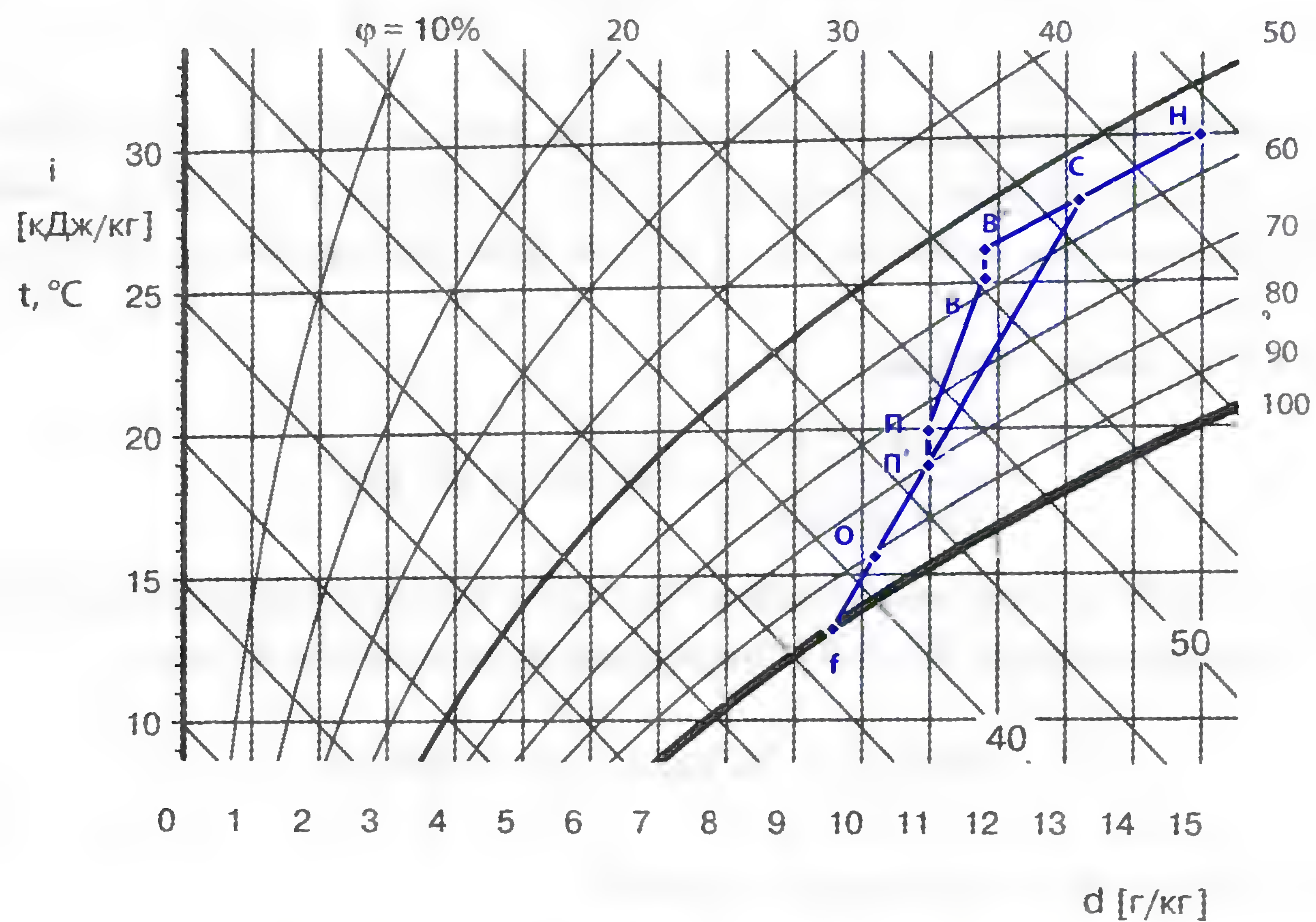


Рисунок 5.17. СКВ с одной рециркуляцией:

а) схема компоновки оборудования с управляемым процессом; б) схема компоновки оборудования с байпасом; построение процессов обработки воздуха на i – d диаграмме в теплый период года

$$G_б = G_п \frac{(d_п - d_о)}{(d_с - d_о)}, \quad (5.28)$$

$$G_{во} = G_п - G_б, \quad (5.29)$$

где $d_с$ — влагосодержание смеси наружного и рециркуляционного воздуха, г/кг.

Построение процесса обработки воздуха с первой рециркуляцией и управляемым процессом выполняют аналогично (рисунок 5.17 в), только точка $П^1$ характеризует состояние приточного воздуха, обработанного в воздухоохладителе при уменьшении расхода воды через теплообменник по сравнению с максимальным расходом воды через теплообменник, которое на i – d диаграмме изображает отрезок $СО$. $СП^1$ — процесс охлаждения и осушения всего количества воздуха при управляемом процессе.

На основе построения вычисляют фактический расход холода на охлаждение наружного воздуха в поверхностном воздухоохладителе, кВт:

$$Q_x = 0{,}278G_{во}(i_{вн} - i_{вк}), \quad (5.30)$$

где $G_{во} = G_п - G_б$, $i_{вн} = i_с$, $i_{вк} = i_о$ в схеме с байпасом по воздуху и первой рециркуляцией;

$G_{во} = G_п$, $i_{вн} = i_с$, $i_{вк} = i_{п'}$ в схеме с управляемым процессом и первой рециркуляцией.

Пример 5.7. Построить процесс обработки воздуха в центральном кондиционере на i – d диаграмме для спортивного зала, расположенного в г. Краснодаре для схемы с первой рециркуляцией и байпасом.

Исходные данные: схема организации воздухообмена «сверху-вверх», перемешивающая вентиляция $k_t = 1$. *Параметры внутреннего воздуха* $t_в = 25°C$; $\varphi_в = 55\%$, *явная избыточная теплота* $Q_я^m = 57472$ *Вт, количество влаги* $W^m = 25$ *кг/ч, минимальный расход наружного воздуха* $G_н^{мин} = 35000$ *кг/ч.*

1. *Наносим точку В* ($t_в = 25°C$, $\varphi_в = 55\%$) *и точку Н* ($t_н = 28{,}8°C$, $i_н = 61{,}6$ *кДж/кг*) *(рисунок 5.18).*
2. *Вычисляем тепловлажностное отношение:*

$$\varepsilon = \frac{3{,}6 \cdot 57472 + 2540 \cdot 25}{25} = \frac{270399}{25} = 10816 \text{ кДж/кг}$$

и через точку В проводим луч процесса изменения состояния воздуха в помещении.

3. *Принимаем температуру приточного воздуха* $t_п = 21°C$. *Наносим точку П на линию процесса изменения состояния воздуха в помещении и определяем энтальпию приточного воздуха* $i_п = 47{,}9$ *кДж/кг.*
4. *Определяем расход приточного воздуха:*

$$G_п = \frac{3{,}6 \cdot 75111}{(53{,}4 - 47{,}9)} = 49163{,}6 \text{ кг/час.}$$

Расход приточного воздуха больше минимально необходимого расхода наружного воздуха, поэтому принимаем схему с рециркуляцией. Расход рециркуляционного воздуха равен:

$$G_р = 49163{,}6 - 35000 = 14164 \text{ кг/час.}$$

5. *Определяем расход воздуха на вторую рециркуляцию:*

$$G_{2р} = 49163{,}6{,}2 \frac{(46{,}9 - 42{,}3)}{(54{,}3 - 42{,}3)} = 18846 \text{ кг/час.}$$

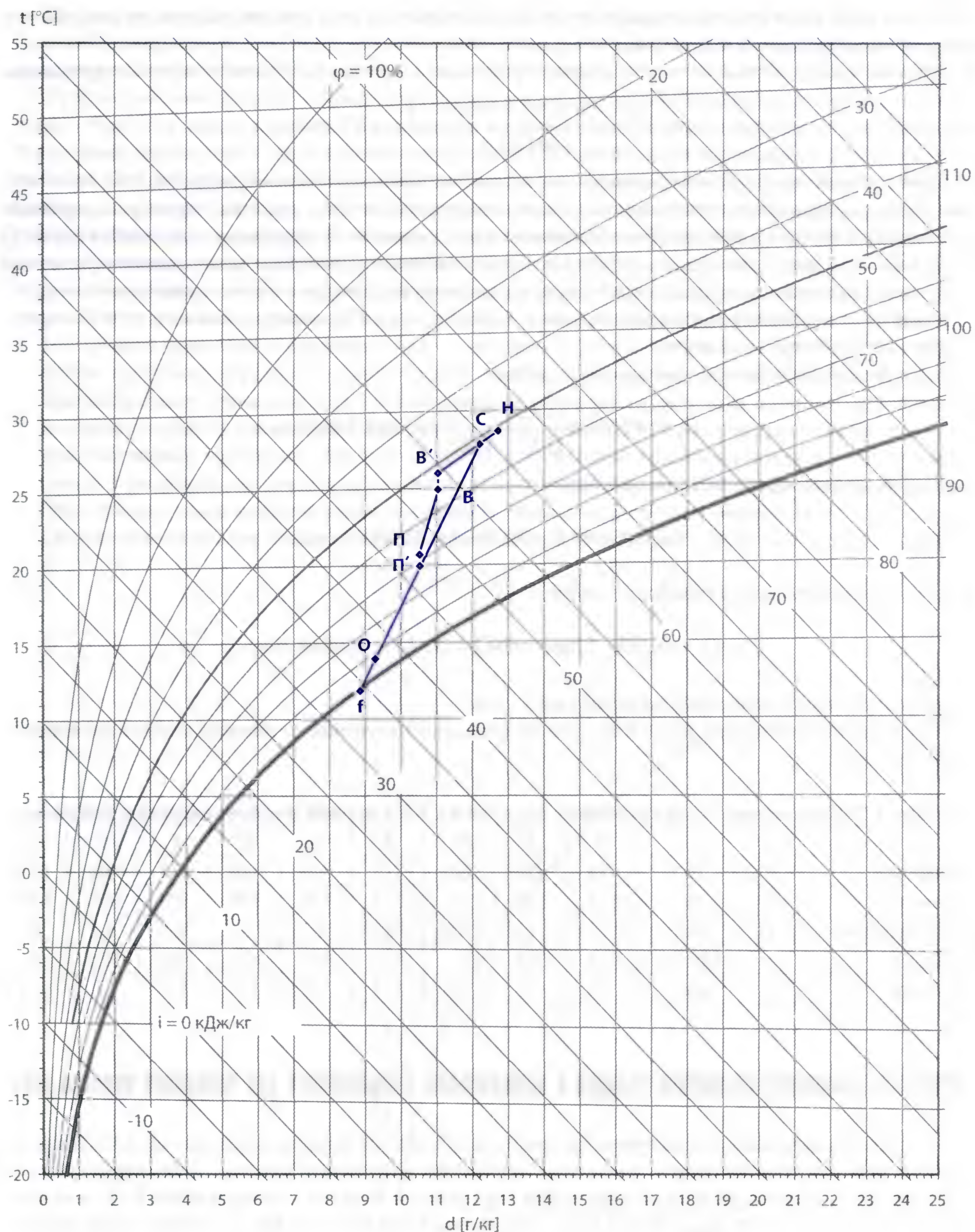


Рисунок 5.18. Пример построения процессов обработки воздуха в центральном кондиционере в схеме с первой рециркуляцией и байпасом для теплого периода года

Расход воздуха на вторую рециркуляцию больше общего расхода рециркуляционного воздуха, поэтому применяем схему с первой рециркуляцией и байпасом.

6. *Вычисляем влагосодержание точки С, характеризующей состояние воздуха после первой рециркуляции:*

$$d_c = \frac{35000 \cdot 12{,}7 + 14164 \cdot 11}{49163{,}6} = 12{,}2 \ \text{г/кг}.$$

Соединяем точки Н и B^1 и на пересечении с линией постоянного влагосодержания d_c = 12,2 г/кг получаем точку С, характеризующую состояние смеси наружного воздуха и воздуха первой рециркуляции.

7. *Соединяем точку С с точкой $П^1$ и продляем полученную линию до пересечения с φ_o = 90% в точке О. Получаем процесс охлаждения воздуха в воздухоохладителе. Проверяем возможность реализации процесса охлаждения воздуха, определяя предельную температуру в точке пересечения линии процесса охлаждения с линией насыщения φ = 100% $t_{пр}$ = 11,9°С, которая больше t_f = 10°С и процесс может быть реализован.*
8. *Тогда расход воздуха через байпас будет равен:*

$$G_б = 49163{,}6\frac{(10{,}5-9{,}2)}{(12.2-9{,}2)} = 21304{,}2 \ \text{кг/час}.$$

Расход воздуха через воздухоохладитель:

$$G_р = 49163{,}6 - 21304{,}2 = 27860 \ \text{кг/час}.$$

9. *Количество холода на охлаждение воздуха:*

$$Q_x = 0{,}278 \cdot 27860 \cdot (59{,}2 - 37{,}5) = 168068 \ Вт.$$

10. *Расход теплоты на второй подогрев равен нулю.*

Результаты построения на i – d диаграмме процессов изменения состояния воздуха представлены на рисунке 5.18.

Таблица 5.7. Параметры точек состояния воздуха в СКВ с первой рециркуляцией и байпасом

			Н	В	В1	П	П1	О1	С	О	f
Температура	t	°С	28,8	25,0	26,0	21,0	20,0	16,0	27,8	14,0	11,9
Влажность	φ	%	51%	55%	52%	67%	71%	90%	52%	92%	100%
Влагосодержание	d	г/кг	12,7	11,0	11,0	10,5	10,5	10,3	12,2	9,2	8,8
Энтальпия	i	кДж/кг	61,6	53,4	54,3	47,9	46,9	42,3	59,2	37,5	34,2
Плотность	ρ	кг/м³	1,14	1,16	1,16	1,18	1,18	1,20	1,15	1,21	1,22

Процессы изменения состояния воздуха в центральном кондиционере для холодного периода года

Исходными данными для построения процесса обработки воздуха в центральной СКВ для холодного периода года являются: расчетные параметры наружного воздуха — температура $t_н$, °С и энтальпия $i_н$, кДж/кг, расчетные параметры внутреннего воздуха — температура $t_в$ °С и относительная влажность $\varphi_в$, %, количество избыточной явной теплоты $Q^x_я$ *Вт*, (при недостатке теплоты в помещении — со знаком «–»), количество влаги W^x, кг/час, схема организации воздухообмена, схема обработки воздуха для теплого периода, расходы воздуха, определенные при расчете для теплого периода года $G_н$, $G_{1р}$, $G_{2р}$, $G_р$, $G_н$.

Требуется определить: параметры характерных точек изменения состояния воздуха для выбранной принципиальной схемы его обработки, расходы теплоты при соответствующих нагрузках на центральную систему, расход влаги на увлажнение воздуха.

При построении процесса кондиционирования воздуха в холодный период года обычно используют схему обработки воздуха, которая применялась в теплый период с целью упрощения регулирования. В холодный период года в прямоточной центральной СКВ необходимо наружный воздух нагреть и увлажнить. Эти процессы можно реализовать соответственно в поверхностном воздухонагревателе и блоках адиабатного увлажнения, таких как камера орошения и сотовый увлажнитель, блоках увлажнения с форсунками тонкого распыла. В последние годы в качестве альтернативы блокам адиабатного увлажнения применяют увлажнение воздуха паром, считая, что процесс увлажнения воздуха в этом случае протекает при постоянной температуре. Увлажнение воздуха паром реализуют в блоке парового увлажнения или устанавливают распределительные коллекторы для пара непосредственно в воздуховоде.

1. Построение начинают с нанесения на i – d диаграмму точек *Н* ($t_н$ и $i_н$) и *В* ($t_в$ и $\varphi_в$), характеризующих состояние наружного и внутреннего воздуха в расчетном режиме (рисунок 5.19). Часто при построении процессов на i – d диаграмме в холодный период года значение относительной влажности воздуха в помещении приходится задавать выше, чем минимальное значение $\varphi_в = 30\%$ при построении процессов для всех схем технологической обработки воздуха, за исключением схемы с увлажнением воздуха паром и схемы с управляемым процессом адибатного увлажнения. Это улучшает комфортные условия, но связано с большими затратами энергии. И это обстоятельство следует учитывать при сравнении вариантов и выборе технологической схемы обработки воздуха.

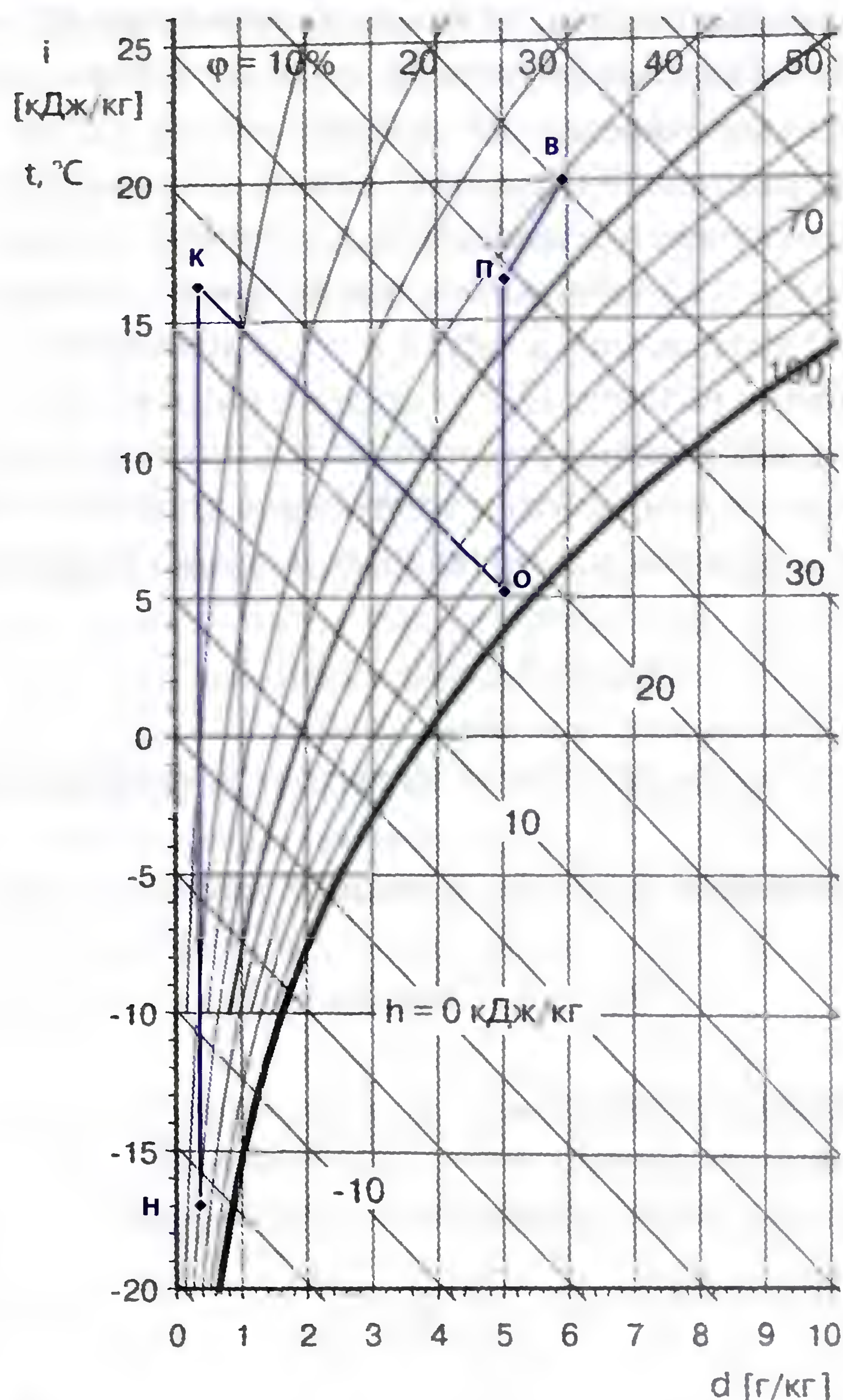


Рисунок 5.19. Процесс обработки воздуха в прямоточной СКВ со вторым подогревом в холодный период года

2. Вычисляют значение углового коэффициента процесса изменения состояния воздуха в помещении в холодный период года по формуле:

$$\varepsilon^x = \frac{3{,}6Q_я^x + 2540W^x}{W^x} \;. \qquad (5.31)$$

На i – d диаграмме через точку *В* проводят луч процесса изменения состояния воздуха в помещении.

3. Из уравнения баланса теплоты для помещения при том же расходе приточного воздуха, что и для теплого периода года, определяют температуру приточного воздуха:

$$t_п = t_в - \frac{3{,}6Q^x{}_я}{c_в G_п \mathrm{k_t}}. \qquad (5.32)$$

4. На линии процесса в помещении при $t_п$ наносят точку *П*, характеризующую состояние приточного воздуха, и точку *У*, характеризующую состояние удаляемого воздуха. Температуру удаляемого воздуха определяют аналогично, как в теплый период года, в зависимости от схемы организации воздухообмена. При построении процесса для холодного периода повышение температуры в приточном и рециркуляционном воздуховодах не учитывают.
5. Ход дальнейшего построения зависит от выбранной схемы обработки воздуха.

Прямоточная схема с использованием адиабатного увлажнения воздуха

В прямоточной СКВ, чтобы довести воздух из состояния точки *Н* до состояния точки *П*, его необходимо нагреть и увлажнить. Положение точки *О*, характеризующей состояние воздуха на выходе из блока адиабатного увлажнения, определяют на пересечении линии постоянного влагосодержания $d_п = const$ и $\varphi = 90–95\%$. Через точку *О* проводят линию постоянной энтальпии и на пересечении этой линии с линией постоянного влагосодержания $d_н = const$ получают точку *К*, характеризующую состояние воздуха на входе в блок адиабатного увлажнения после воздухонагревателя первого подогрева. Тогда *НК* — процесс нагревания воздуха в воздухонагревателе первого подогрева, *КО* — процесс адиабатного увлажнения воздуха, *ОП* — процесс нагревания воздуха в воздухонагревателе второго подогрева, *ПВ* — процесс изменения состояния воздуха в помещении (рисунок 5.19).

На основе построения процессов обработки воздуха для холодного периода определяют расходы теплоты в воздухонагревателе первого подогрева центрального кондиционера:

$$Q_{т1} = 0{,}278G_п(t_к - t_н), \qquad (5.33)$$

где $t_к$, $t_н$ — соответственно температура воздуха на выходе и на входе в воздухонагреватель первого подогрева, °С,

и в воздухонагревателе второго подогрева центрального кондиционера:

$$Q_{т2} = 0{,}278G_п(t_п - t_о), \qquad (5.34)$$

где $t_п$ — температура приточного воздуха, °С;
$t_о$ — температура воздуха после адиабатного увлажнения, °С.

Расход влаги, испаряющейся в блоке адиабатного увлажнения:

$$W = G_о(d_п - d_н), \qquad (5.35)$$

где $G_о = G_п$.

Пример 5.8. Построить процесс обработки воздуха при прямоточной схеме со вторым подогревом для спортивного зала в холодный период года в г. Москве.

Исходные данные: Схема организации воздухообмена «сверху-вверх», перемешивающая вентиляция $k_t = 1$. Параметры внутреннего воздуха $t_в = 19°C$, $\varphi_в = 30\%$, явная избыточная теплота $Q_я^х = 16406$ Вт, количество влаги $W^х = 24000$ г/ч, минимальный расход наружного воздуха $G_н^{мин} = 9600$ кг/ч. Расход приточного воздуха равен расходу наружного воздуха. Параметры наружного воздуха: температура $t_н = -26°C$, энтальпия $-25{,}4$ кДж/кг.

1. *Наносим точку Н, характеризующую состояние наружного воздуха ($t_н = -26°C$, $i_н = -25{,}4$ кДж/кг), и точку В, характеризующую состояние внутреннего воздуха ($t_в = 19°C$, $\varphi_в = 30\%$) (рисунок 5.20).*
2. *Вычисляем тепловлажностное отношение:*

$$\varepsilon^x = \frac{3{,}6 \cdot 16406 + 2540 \cdot 24}{24} = \frac{120021{,}6}{24} = 5000 \text{ кДж/кг}$$

и через точку В проводим луч процесса изменения состояния воздуха в помещении.

3. *Принимаем расход приточного воздуха в размере минимально необходимого расхода наружного воздуха $G_н^{min} = 9600$ кг/ч и определяем энтальпию приточного воздуха:*

$$i_п = 29{,}7 - \frac{3{,}6 \cdot 33339}{9600} = 17{,}2 \text{ кДж/кг.}$$

4. *Наносим точку $П^1$ на линию процесса изменения состояния воздуха в помещении.*
5. *Проводим линию постоянного влагосодержания $d_п = 1{,}6$ г/кг и на нее наносим точку $О^1$, характеризующую конечное состояние воздуха после блока адиабатного увлажнения. Температура воздуха по сухому и мокрому термометру имеет отрицательное значение, что нежелательно. Поэтому корректируем построение, задаваясь более высоким значением относительной влажности воздуха в помещении $\varphi_в = 45\%$ (точка В). Проводим через точку В процесс изменения состояния воздуха в помещении и наносим точку П по вычисленному значению энтальпии приточного воздуха:*

$$i_п = 34{,}9 - \frac{3{,}6 \cdot 33339}{9600} = 22{,}4 \text{ кДж/кг.}$$

Определяем температуру приточного воздуха. Проверяем возможность распределения приточного воздуха с такой температурой в помещении расчетом воздухораспределения (см. Главу 4).

6. *Через точку П проводим линию постоянного влагосодержания $d_п = 3{,}7$ г/кг и на нее наносим точку О при относительной влажности $\varphi_0 = 90\%$, характеризующей конечное состояние воздуха после блока адиабатного увлажнения.*

Через точку О проводим линию постоянной энтальпии $i_о = 10{,}3$ кДж/кг и на пересечении с линией постоянного влагосодержания $d_н = 0{,}4$ г/кг получаем точку К, характеризующую состояние наружного воздуха после нагревания в воздухонагревателе первого подогрева. Параметры точек, определенные при построении, приведены в таблице 5.8.

Таблица 5.8. Параметры точек состояния воздуха при прямоточной схеме со вторым подогревом

			Н	$В^1$	В	П	О	К	$П^1$	$О^1$
Температура	t	°C	–26,0	19,0	19,0	12,9	1,0	9,2	13,0	–10,1
Влажность	φ	%	100%	30%	45%	40%	90%	6%	17%	100%
Влагосодержание	d	г/кг	0,4	4,1	6,2	3,7	3,7	0,4	1,6	1,6
Энтальпия	i	кДж/кг	–25,4	29,7	34,9	22,4	10,3	10,3	17,2	–6,3
Плотность	ρ	кг/м³	1,41	1,19	1,19	1,21	1,27	1,23	1,22	1,32

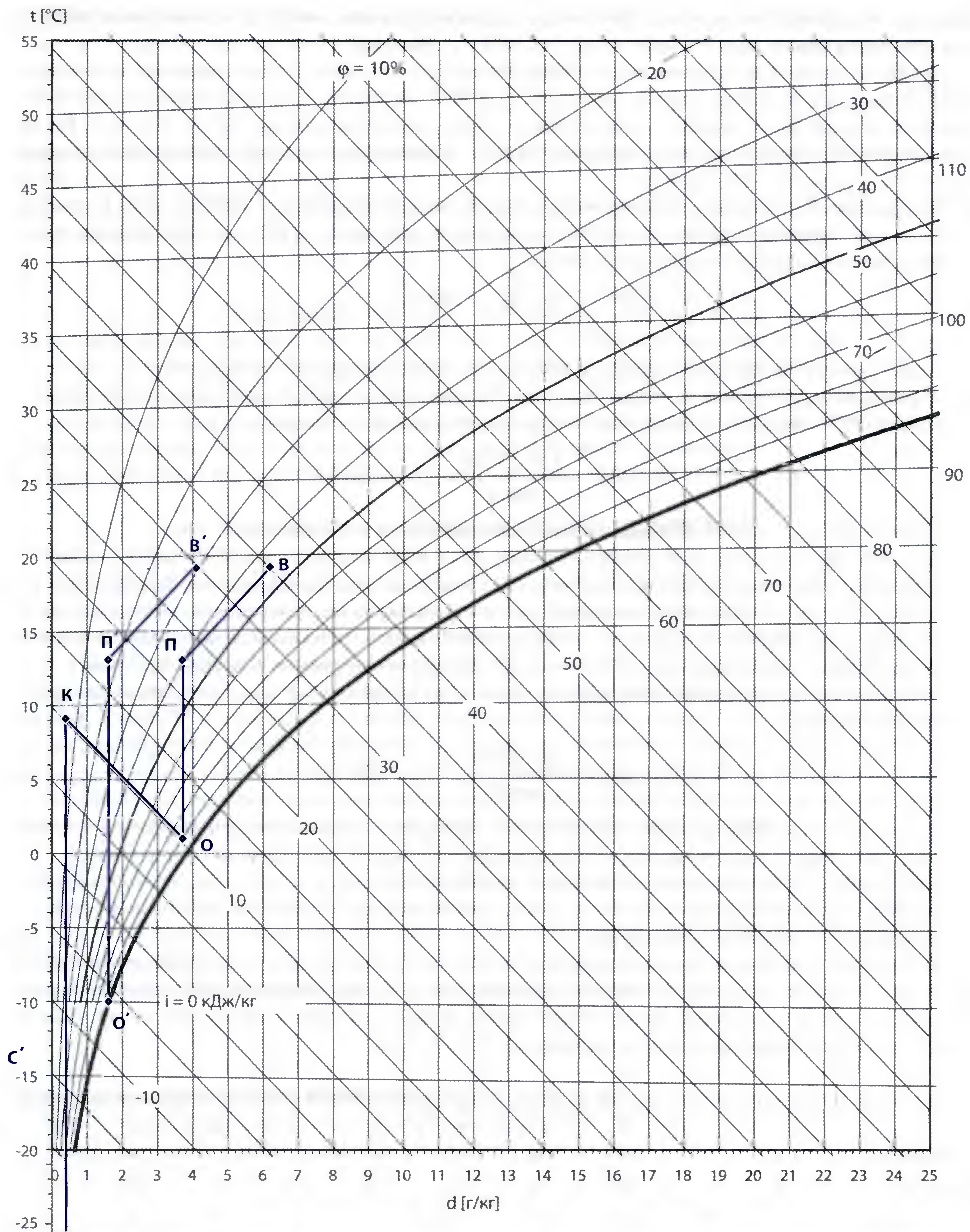


Рисунок 5.20. Пример построения процессов обработки воздуха в центральном кондиционере в прямоточной схеме со вторым подогревом для холодного периода года

7. *Количество теплоты в воздухонагревателе первого подогрева:*

$$Q_{m1} = 0,278 \cdot 9600 \cdot 1,005 \cdot (9,2 - (-26)) = 94411,5 \text{ } Bm.$$

8. *Расход теплоты в воздухонагревателе второго подогрева:*

$$Q_{m2} = 0,278 \cdot 9600 \cdot 1,005 \cdot (12,9 - 1,0) = 31917,5 \text{ } Bm.$$

9. *Количество влаги на адиабатное увлажнение воздуха:*

$$W = 9600 \cdot (3,7 - 0,4) = 31680 \text{ } г/час.$$

Результаты построения на i – d диаграмме процессов изменения состояния воздуха представлены на рисунке 5.20.

Если схема обработки воздуха в теплый период года не включала в себя вторую ступень нагревания воздуха, то в холодный период можно также отказаться от него, применяя управляемый процесс в камере орошения, блоках увлажнения с форсунками тонкого распыла, подбирая блок сотового увлажнителя с определенной глубиной насадки или байпас по воздуху.

Прямоточная схема с управляемым процессом в блоке адиабатного увлажнения

Для прямоточной схемы с управляемым процессом построение следует проводить следующим образом (рисунок 5.21): через точку *П* проводят линию постоянной энтальпии до пересечения с линией постоянного влагосодержания $d_н = const$ в точке *К*, характеризующей состояние воздуха после воздухонагревателя первой ступени перед блоком увлажнения. Тогда *НК* — процесс нагревания воздуха, *КП* — адиабатное управляемое увлажнение воздуха, когда заданная относительная влажность воздуха на выходе из блока увлажнения достигается изменением количества воды, подаваемой на орошение, либо выбором насадки блока сотового увлажнения определенной глубины. Для устойчивой работы форсунок необходимо обеспечить минимальный расход воды, который для камер орошения стандартного исполнения соответствует коэффициенту адиабатной эффективности 0,65. Если при построении требуемый коэффициент эффективности менее 0,65, то такой управляемый процесс в стандартной камере орошения и блоке сотового увлажнения не может быть реализован; тогда необходимо применить байпас по воздуху или второй подогрев после блока адиабатного увлажнения.

Расход теплоты в воздухонагревателе первого подогрева центрального кондиционера определяют по формуле 5.33.

Расход влаги, испаряющейся в блоке адиабатного увлажнения, определяют по формуле 5.35.

Пример 5.9. Построить процесс обработки воздуха при прямоточной схеме с управляемым процессом для спортивного зала для тех же исходных данных, что в примере 5.8.

Выполняем расчеты и построение с пункта 1 по пункт 4, в также пункт 6 аналогично построению в примере 5.8 (рисунок 5.22).

7. *Проводим линию постоянной энтальпии $i_п = 22,4$ кДж/кг и на нее наносим точки: К — на пересечении с линией постоянного влагосодержания $d_н = 0,4$ г/кг и О — с линией относительной влажности воздуха $\varphi = 90\%$.*
8. *Коэффициент адиабатной эффективности процесса в блоке увлажнения согласно построению:*

$$E_а = \frac{t_{вн} - t_{вк}}{t_{вн} - t_{мт}} = \frac{21,2 - 12,9}{21,2 - 7,6} = 0,61.$$

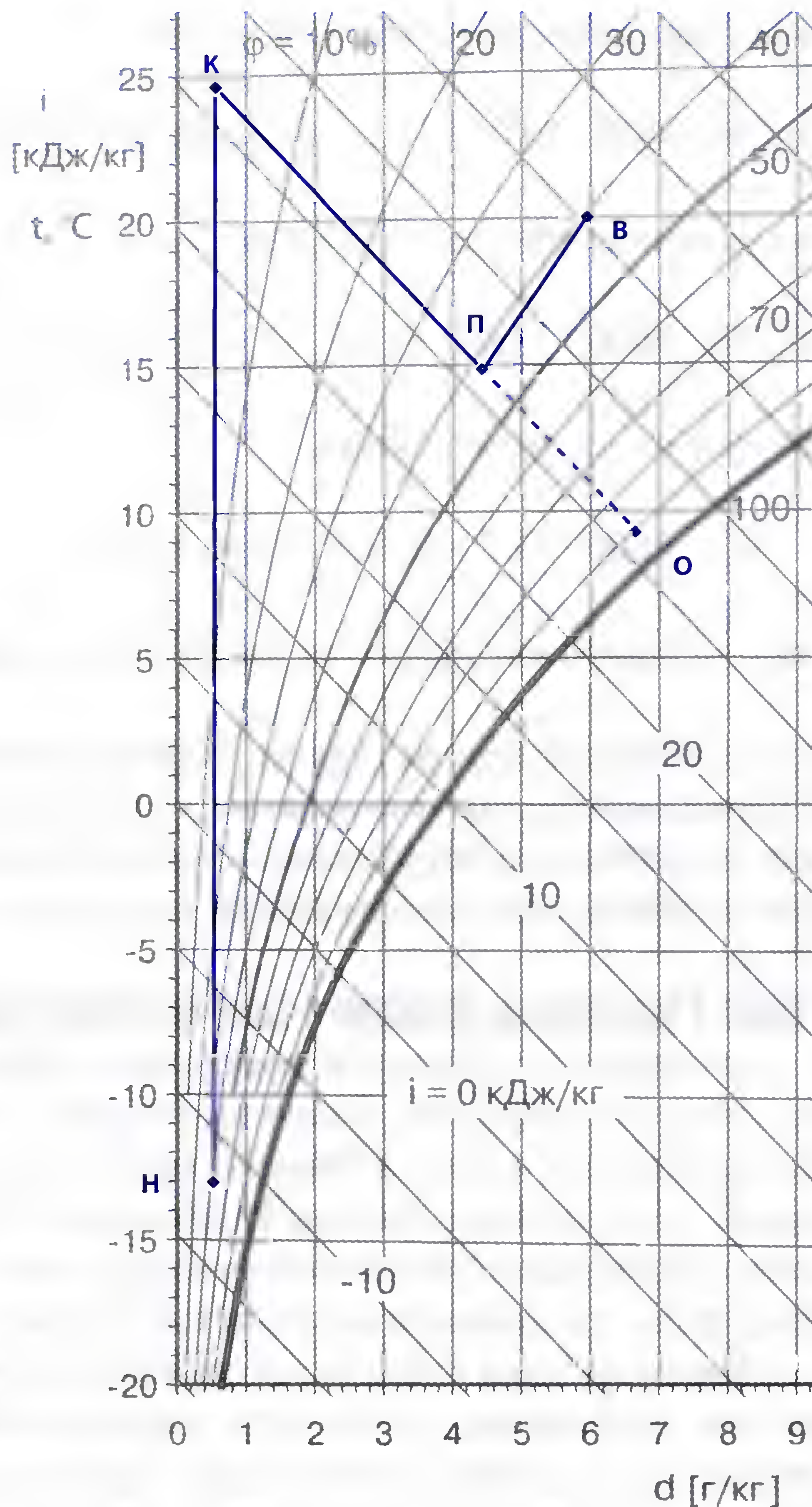


Рисунок 5.21. Процесс обработки воздуха в прямоточной СКВ с управляемым процессом или байпасом в холодный период года

9. *Корректируем построение на i – d диаграмме, принимая коэффициент адиабатной эффективности E_a = 0,65 и определяя температуру воздуха после охлаждения и увлажнения:*

$$t_{n1} = 21{,}2 - 0{,}65\,(21{,}5 - 7{,}6) = 12{,}4°C.$$

На линию постоянной энтальпии i_n = 22,4 г/кг наносим точку П¹ и проводим через нее линию с угловым коэффициентом ε = 5000 кДж/кг до пересечения с линией постоянной энтальпии $i_в$ = 34,9 кДж/кг в точке В¹. Параметры точек представлены в таблице 5.9.

10. *Расход воды на адиабатное увлажнение воздуха:*

$$W = 9600 \cdot (3{,}9 - 0{,}4) = 33600 \text{ г/час.}$$

11. *Расход теплоты в воздухонагревателе первого подогрева:*

$$Q_{m1} = 0{,}278 \cdot 1{,}005 \cdot 9600 \cdot (21{,}2 - (-26)) = 126597 \text{ Вт.}$$

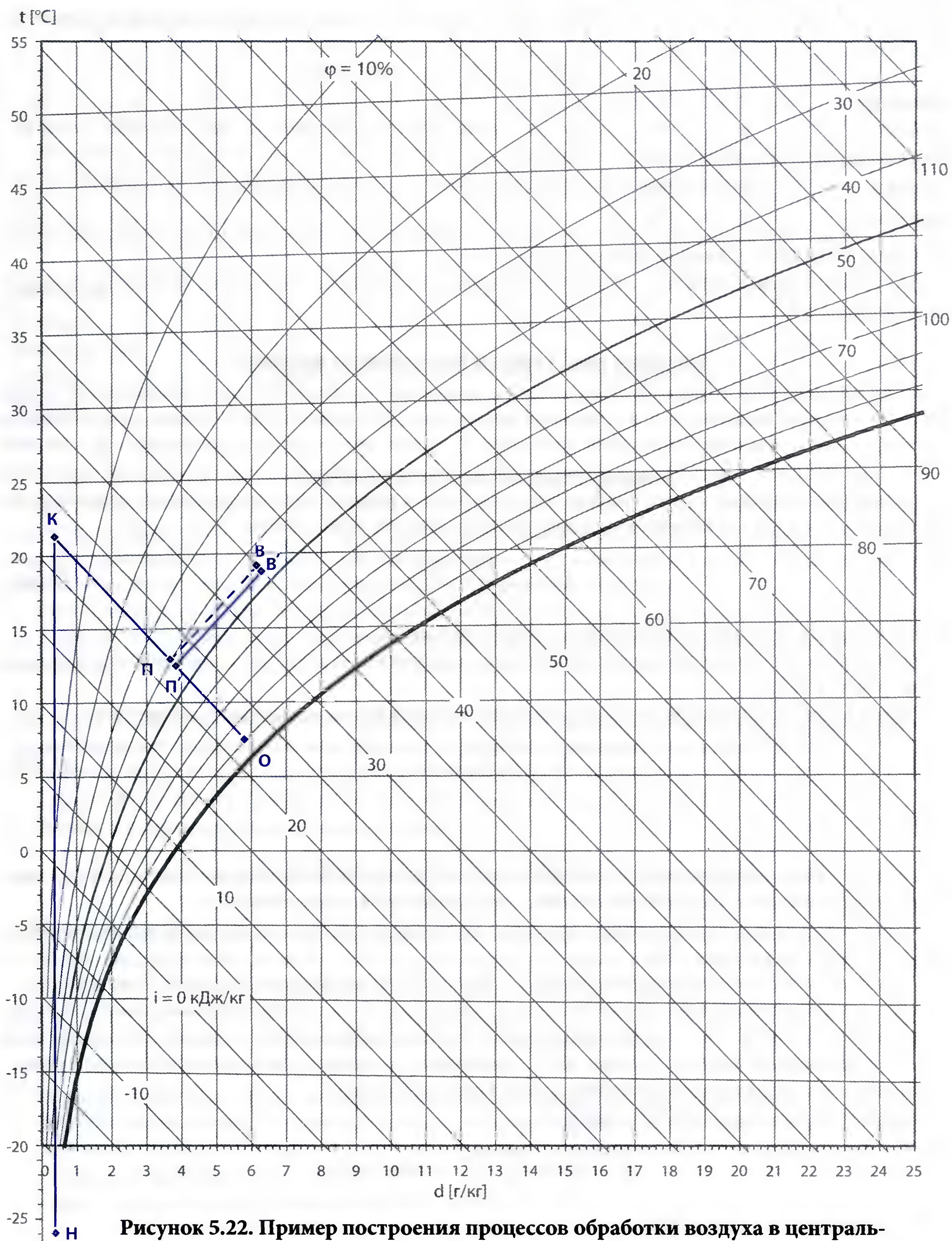


Рисунок 5.22. Пример построения процессов обработки воздуха в центральном кондиционере при прямоточной схеме с управляемым процессом для холодного периода года

Таблица 5.9. Параметры точек состояния воздуха при прямоточной схеме с управляемым процессом

			Н	В	П	К	О	П'	В'
Температура	t	°С	–26,0	19,0	12,9	21,2	7,6	12,4	18,5
Влажность	φ	%	100%	45%	40%	3%	89%	43%	48%
Влагосодержание	d	г/кг	0,4	6,2	3,7	0,4	5,9	3,9	6,4
Энтальпия	i	кДж/кг	–25,4	34,9	22,4	22,4	22,4	22,4	34,9
Плотность	ρ	кг/м³	1,41	1,19	1,21	1,18	1,24	1,22	1,19

12. Расход теплоты на второй подогрев равен нулю.

Результаты построения на i – d диаграмме процессов изменения состояния воздуха представлены на рисунке 5.22.

Прямоточная схема с байпасом блока адиабатного увлажнения

Когда применяется схема с байпасом камеры орошения или блока сотового увлажнения по воздуху, построение выполняется аналогично построению для прямоточной схемы с управляемым процессом, только линию постоянной энтальпии $i_п$ = const продляют до пересечения с φ = 90–95% и получают точку О, характеризующую состояние смеси потоков воздуха, прошедших через оросительное пространство и через байпас (рисунок 5.21). Сечение байпаса назначают, ориентируясь на скорость υ = 8–12 м/с по максимальному расходу воздуха через байпас:

$$G_б = G_п \frac{(d_о - d_п)}{(d_о - d_к)}, \qquad (5.36)$$

предусматривая регулирующий клапан на воздушной линии.

Расход теплоты в воздухонагревателе первого подогрева центрального кондиционера определяют по формуле 5.33.

Расход влаги, испаряющейся в блоке адиабатного увлажнения, определяют по формуле:

$$W = G_о(d_о - d_н), \qquad (5.37)$$

где $G_о = G_п - G_б$.

Пример 5.10. Построить процесс обработки воздуха при прямоточной схеме с байпасом для спортивного зала для тех же исходных данных, что в примере 5.8 (рисунок 5.22).

Выполняем расчеты и построение с пункта 1 по пункт 4, а также пункт 6 аналогично построению в примере 5.8 (рисунок 5.22).

7. *Проводим линию постоянной энтальпии $i_п$ = 22,4 г/кг и на нее наносим точки: К — на пересечении с линией постоянного влагосодержания $d_н$ = 0,4 г/кг и О — с линией относительной влажности воздуха φ = 90%. Отрезок КО характеризует процесс адиабатного увлажнения и охлаждения части приточного воздуха, отрезок КПО характеризует процесс смешения воздуха после блока адиабатного увлажнения и проходящего через обводной канал.*
8. *Определяем расход воздуха через байпас:*

$$G_б = 9600\frac{5,9-3,7}{5,9-0,4} = 3840 \text{ кг/час}$$

и блок адиабатного увлажнения

$$G_{во} = 9600 - 3840 = 5760 \text{ кг/час.}$$

9. Количество воды на адиабатное увлажнение воздуха:

$$W = 5760 \cdot (5{,}9 - 0{,}4) = 31680 \text{ г/час.}$$

10. Расход теплоты на второй подогрев равен нулю.

Результаты построения на i – d диаграмме процессов изменения состояния воздуха представлены на рисунке 5.22. Параметры точек состояния воздуха приведены в таблице 5.10.

Таблица 5.10. Параметры точек состояния воздуха при прямоточной схеме с байпасом

			Н	В	П	К	О
Температура	t	°С	–26,0	19,0	12,9	21,2	7,6
Влажность	φ	%	100%	45%	40%	3%	89%
Влагосодержание	d	г/кг	0,4	6,2	3,7	0,4	5,9
Энтальпия	i	кДж/кг	–25,4	34,9	22,4	22,4	22,4
Плотность	ρ	кг/м³	1,41	1,19	1,21	1,18	1,24

Прямоточная схема с блоком парового увлажнения

При увлажнении воздуха паром процесс увлажнения пойдет по линии постоянной температуры, которую проводят через точку *П*. На пересечении этой линии с линией постоянного влагосодержания $d_н = const$ получают точку *КП*, характеризующую состояние воздуха на входе в камеру парового увлажнения после воздухонагревателя первой ступени (рисунок 5.23).

Расход теплоты в воздухонагревателе первого подогрева центрального кондиционера определяют по формуле 5.33. Требуемую производительность пароувлажнителя определяют по формуле 5.35, где $G_о = G_п$.

Пример 5.11. Построить процесс обработки воздуха при прямоточной схеме с блоком парового увлажнения для спортивного зала при тех же исходных данных, что в примере 5.8).

1. *Наносим точку Н, характеризующую состояние наружного воздуха ($t_н = -26$°С, $i_н = -25{,}4$ кДж/кг) и точку В, характеризующую состояние внутреннего воздуха ($t_в = 19$°С, $\varphi_в = 30\%$) (рисунок 5.24).*
2. *Вычисляем тепловлажностное отношение:*

$$\varepsilon^x = \frac{3{,}6 \cdot 16406 + 2540 \cdot 24}{24} = \frac{120021{,}6}{24} = 5000 \text{ кДж/кг}$$

и через точку В проводим луч процесса изменения состояния воздуха в помещении.

3. *Принимаем расход приточного воздуха в размере минимально необходимого расхода наружного воздуха $G_н^{мин} = 9600$ кг/ч и определяем энтальпию приточного воздуха:*

$$i_п = 29{,}7 - \frac{3{,}6 \cdot 33339}{9600} = 17{,}2 \text{ кДж/кг.}$$

4. *Наносим точку П на линию процесса изменения состояния воздуха в помещении.*
5. *Проводим через точку П линию постоянной температуры $t_п = 13$°С до пересечения с линией постоянного влагосодержания $d_н = 0{,}4$ г/кг в точке К. Параметры точек состояния воздуха представлены в таблице 5.11.*
6. *Количество воды на паровое увлажнение воздуха:*

$$W = 9600 \cdot (1{,}6 - 0{,}4) = 11520 \text{ г/час.}$$

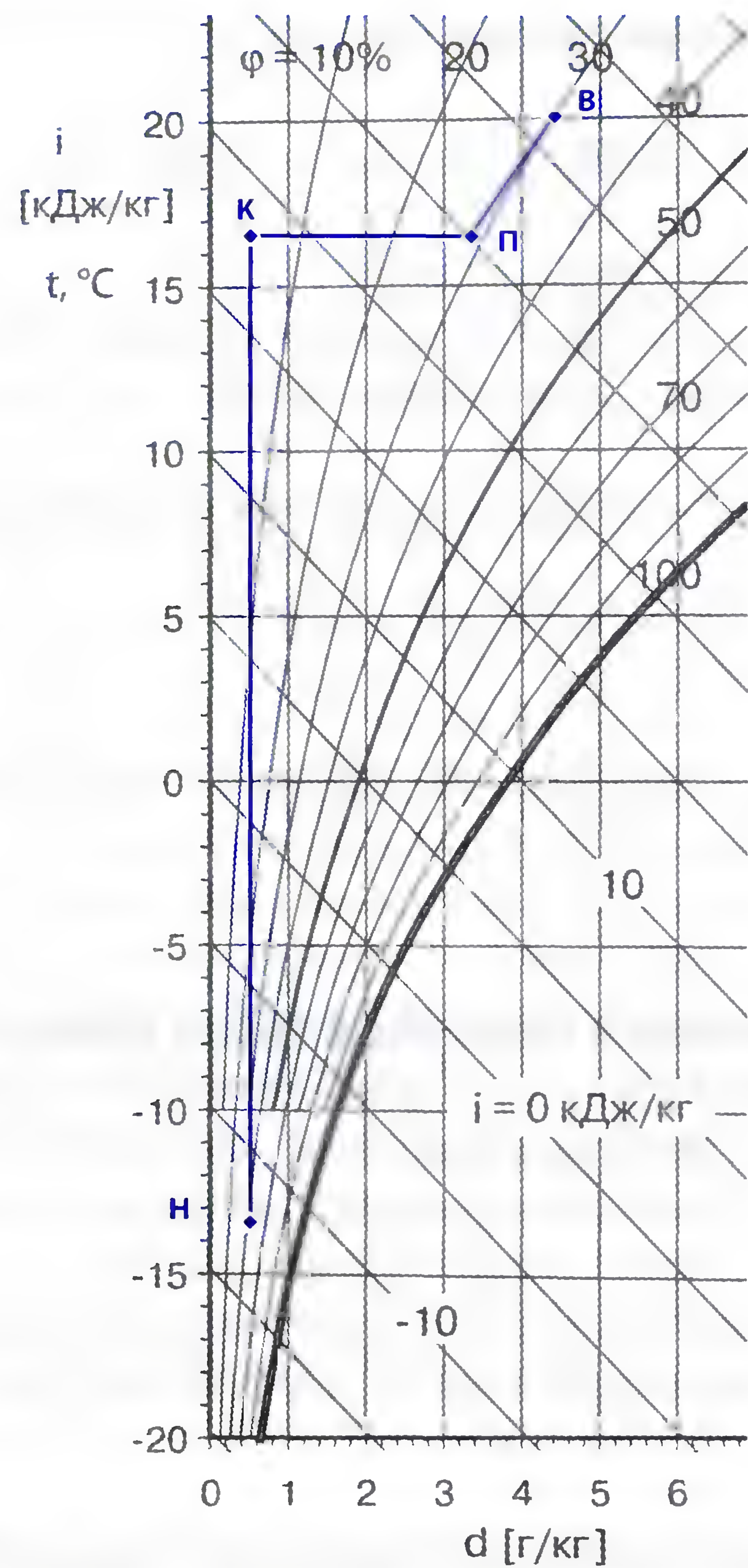


Рисунок 5.23. Процессы обработки воздуха в СКВ с блоком парового увлажнения в холодный период года

Результаты построения на i – d диаграмме процессов изменения состояния воздуха представлены на рисунке 5.24, а параметры точек состояния воздуха в таблице 5.11.

Таблица 5.11. Параметры точек состояния воздуха при паровом увлажнении

			Н	В	П	К
Температура	t	°C	–26,0	19,0	13,0	13,0
Влажность	φ	%	100%	30%	17%	4%
Влагосодержание	d	г/кг	0,4	4,1	1,6	0,4
Энтальпия	i	кДж/кг	–25,4	29,7	17,2	14,1
Плотность	ρ	кг/м^3	1,41	1,19	1,22	1,22

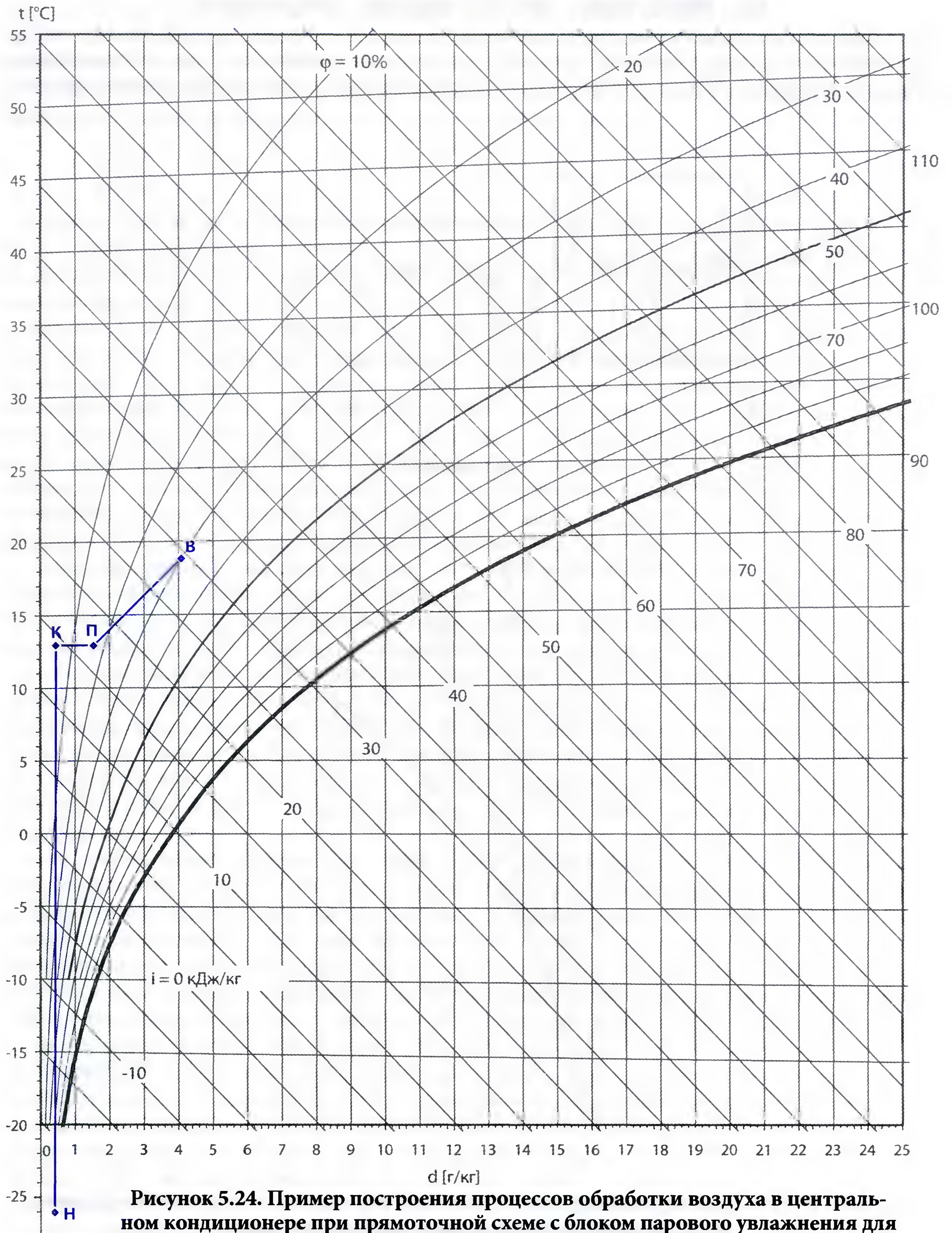
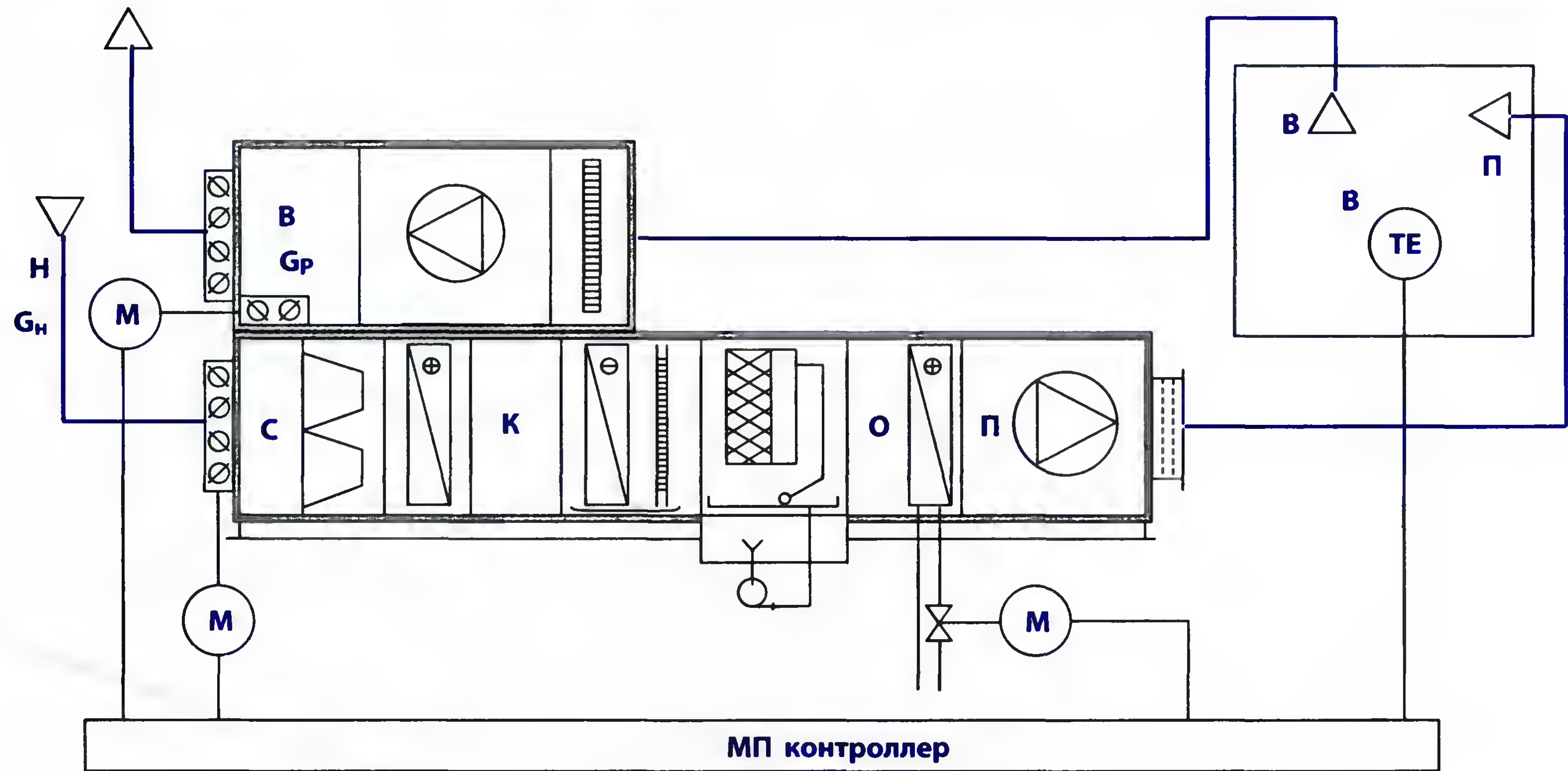


Рисунок 5.24. Пример построения процессов обработки воздуха в центральном кондиционере при прямоточной схеме с блоком парового увлажнения для холодного периода года

Схема обработки воздуха в центральном кондиционере с одной рециркуляцией

Для уменьшения расхода теплоты на нагревание воздуха в холодный период года применяют схему обработки с рециркуляцией воздуха. Наружный воздух смешивается с рециркуляционным, а далее смесь нагревается в воздухонагревателе (рисунок 5.25 а). Рассмотрим построение процесса



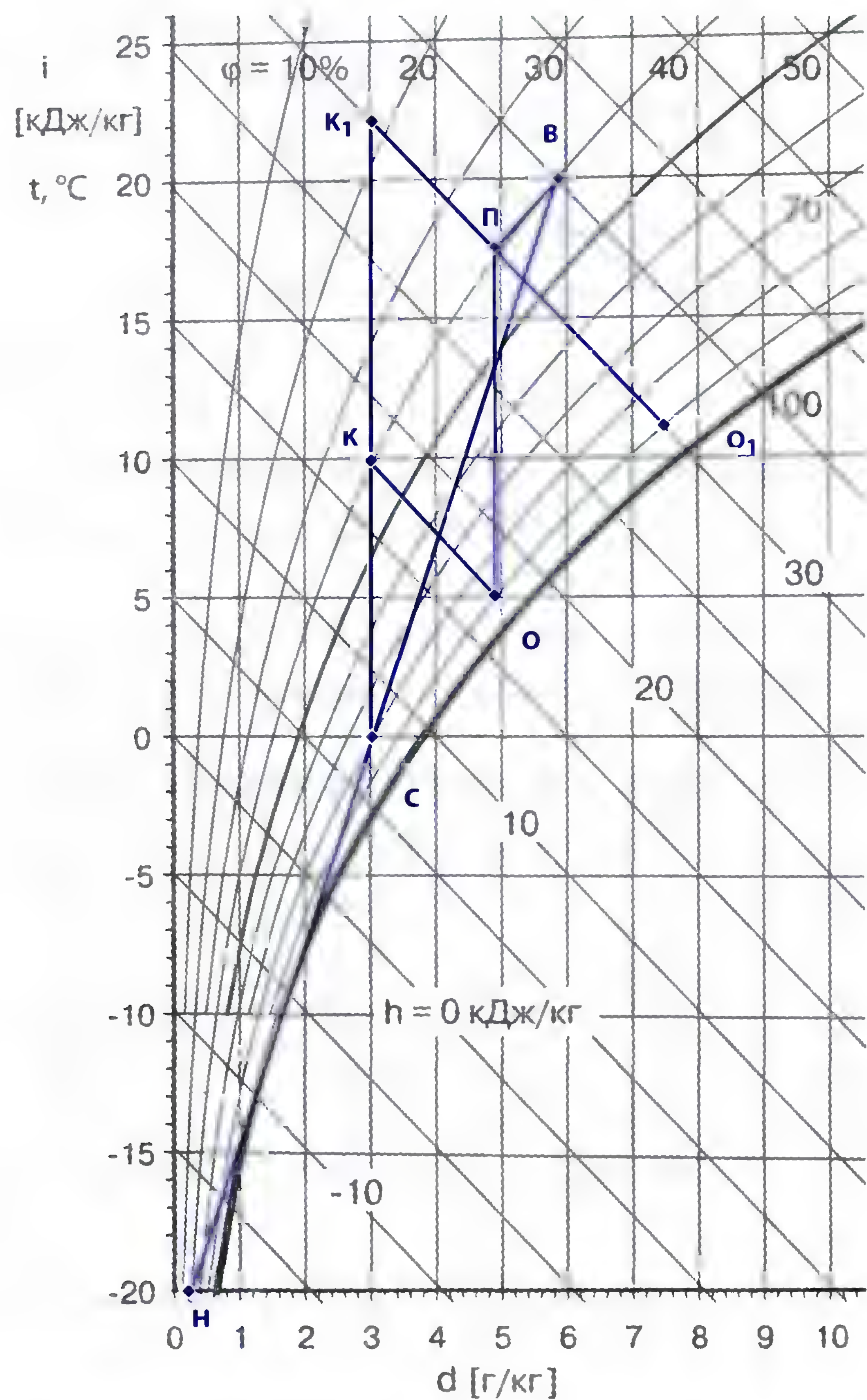


Рисунок 5.25. СКВ с одной рециркуляцией в холодный период года со смешением наружного и рециркуляционного воздуха и нагреванием смеси:

а) схема компоновки оборудования; б) процессы обработки воздуха на i – d диаграмме

обработки воздуха в случае применения рециркуляции для холодного периода года, когда расходы наружного и рециркуляционного воздуха, определенные при построении процесса для теплого периода года, считаются известными. В СКВ с первой рециркуляцией соединяют точку *Н* и точку *В* (У), на полученной линии определяют положение точки смеси *С* наружного и рециркуляционного воздуха по найденному значению влагосодержания или энтальпии:

$$d_{c1} = \frac{G_н d_н + G_р d_у}{G_н + G_р}, \text{ г/кг.} \tag{5.38}$$

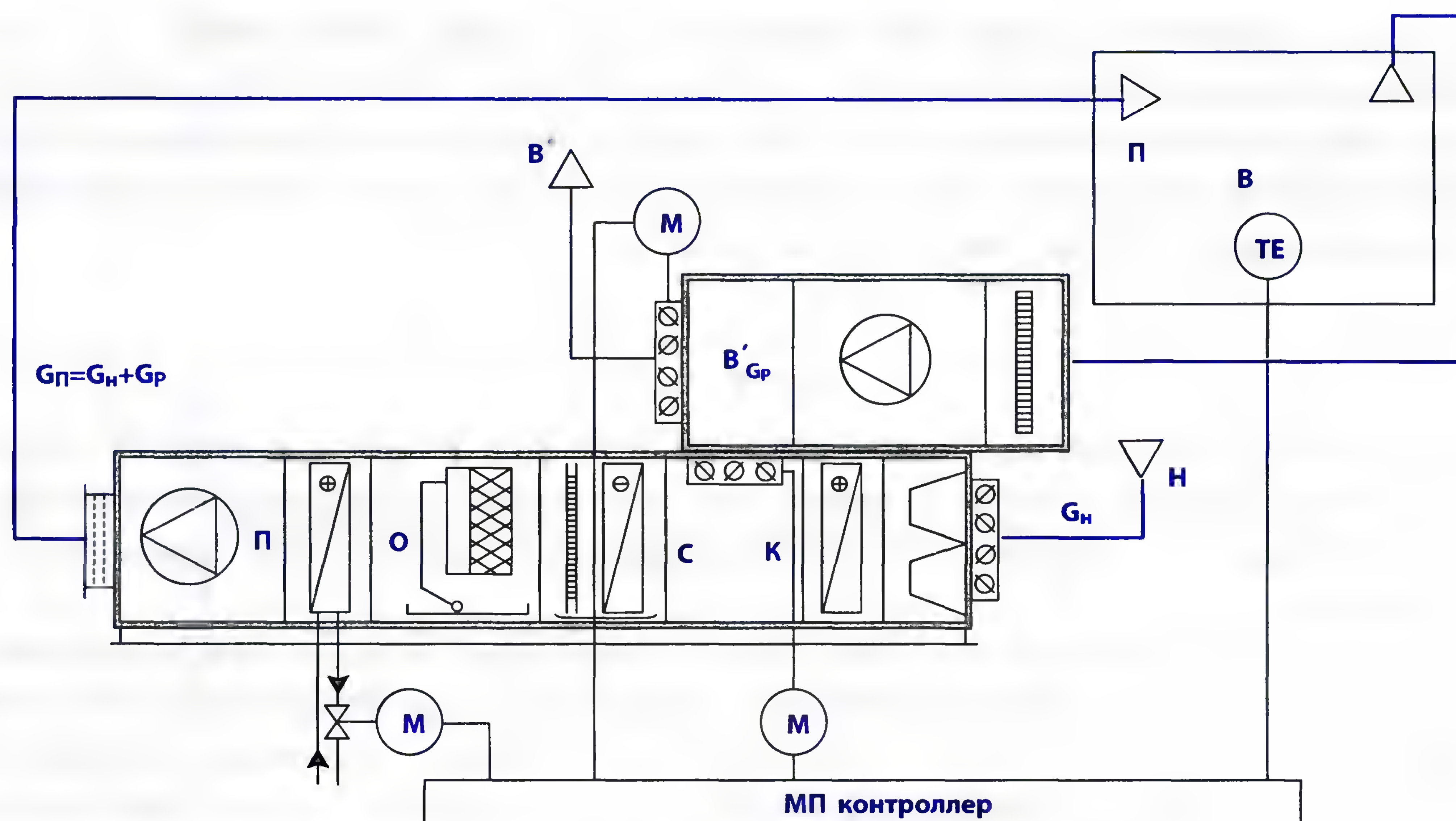
Отрезок *НСВ* — процесс смешения воздуха первой рециркуляции и наружного воздуха. Если точка *С* лежит выше линии φ = 100%, то дальнейшее построение аналогично построению для прямоточной схемы обработки воздуха со вторым подогревом, с управляемым процессом или байпасом (рисунок 5.25 б).

Для схемы со вторым подогревом положение точку *О*, характеризующую состояние воздуха на выходе из блока адиабатного увлажнения, определяют на пересечении линии постоянного влагосодержания $d_п = const$ и $\varphi = 90–95\%$. Через точку *О* проводят линию постоянной энтальпии и на пересечении этой линии с линией постоянного влагосодержания $d_c = const$ получают точку *К*, характеризующую состояние воздуха на входе в блок адиабатного увлажнения после воздухонагревателя первого подогрева. Тогда *НСВ* (*НСУ*) — процесс смешения наружного и рециркуляционного воздуха, *СК* — процесс нагревания воздуха в воздухонагревателе первого подогрева, *КО* — процесс адиабатного увлажнения воздуха, *ОП* — процесс нагревания воздуха в воздухонагревателе второго подогрева, *ПВ* (*ПВУ*) — процесс изменения состояния воздуха в помещении.

Для схемы с управляемым процессом через точку *П* проводят линию постоянной энтальпии до пересечения с линией постоянного влагосодержания $d_c = const$ в точке K_1, характеризующей состояние воздуха после воздухонагревателя первой ступени перед блоком увлажнения. Тогда $СК_1$ — процесс нагревания воздуха, $К_1П$ — адиабатное управляемое увлажнение воздуха.

Для схемы с байпасом через точку *П* проводят линию постоянной энтальпии до пересечения с линией постоянного влагосодержания $d_c = const$ в точке K_1, характеризующей состояние воздуха после воздухонагревателя первой ступени перед блоком увлажнения и линией φ = 90–95% в точке O_1, характеризующей состояние смеси потоков воздуха, прошедших через оросительное пространство и через байпас. Тогда $СК_1$ — процесс нагревания воздуха, $К_1О_1$ — адиабатное увлажнение воздуха, $К_1ПО_1$ — процесс смешения потоков воздуха через байпас и оросительное пространство.

Если точка *С'* лежит ниже линии $\varphi = 100\%$, т. е. в области тумана, то это может привести к конденсации водяных паров внутри блока смешения. В этом случае необходимо наружный воздух предварительно нагреть, а затем смешать с рециркуляционным воздухом (рисунок 5.26 а). Чтобы определить положение точки *С*, характеризующей состояние нагретого наружного и рециркуляционного воздуха, необходимо через точку *П* (для управляемых процессов или байпаса) или точку *О* (для схемы со вторым подогревом) провести линию постоянной энтальпии до пересечения с линией постоянного влагосодержания $d_c = const$ (рисунок 5.26 б) в точке *С*, характеризующей состояние смеси подогретого наружного и рециркуляционного воздуха. Линию *В'С* ($В'С_1$), характеризующую процесс смешения, следует продолжить до пересечения с линией постоянного влагосодержания $d_н = const$ в точке *К* ($К_1$), характеризующей состояние наружного воздуха после его подогрева в воздухонагревателе первой ступени. Таким образом, воздух сначала нагревается в воздухонагревателе первого подогрева (процесс *НК*), затем смешивается с рециркуляционным (процесс *КСВ'*), далее увлажняется (процесс *СО* — для схемы со вторым подогревом, процесс $С_1П$ — для управляемого процесса). В схеме с байпасом $С_1О_1$ — процесс увлажнения части приточного воздуха, проходящего через оросительное пространство, $С_1ПО_1$ — процесс смешения воздуха, прошедшего через байпас и воздуха через оросительное пространство.



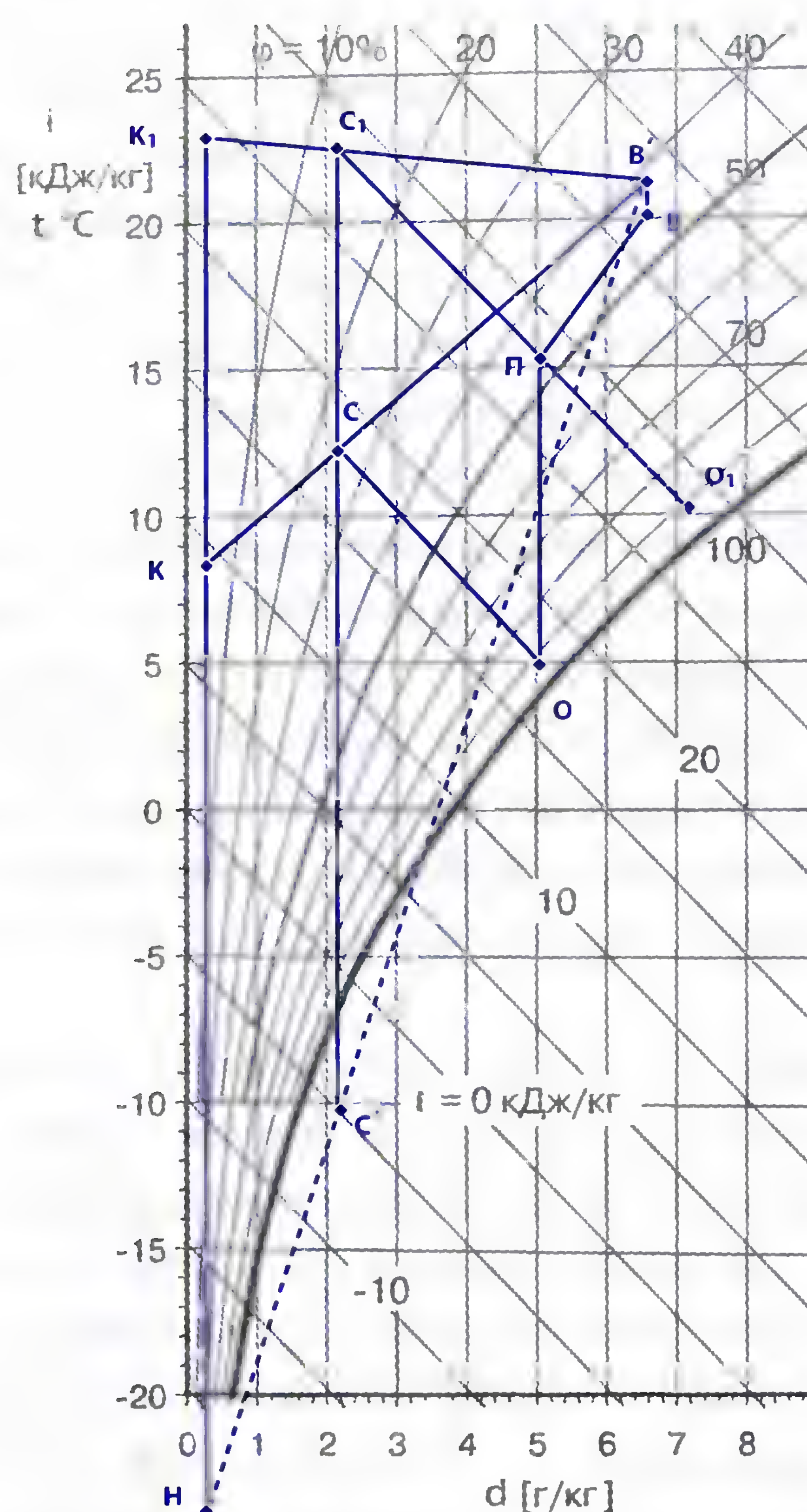


Рисунок 5.26. СКВ с одной рециркуляцией в холодный период года с подогревом наружного воздуха до смешения с рециркуляционным:

а) схема компоновки оборудования со вторым подогревом; б) процессы обработки воздуха на i – d диаграмме

Расход теплоты в воздухонагревателе первого подогрева центрального кондиционера определяют по формуле 5.33, где $t_н = t_с$ и в воздухонагревателе второго подогрева центрального кондиционера — по формуле 5.34.

Расход влаги, испаряющейся в блоке адиабатного увлажнения, определяют по формуле:

$$W = G_о(d_о - d_с), \qquad (5.39)$$

где $G_o = G_n$.

При тех же исходных данных расходы теплоты на нагревание воздуха оказываются одинаковыми независимо от того, где происходит смешение наружного и рециркуляционного воздуха: до или после воздухонагревателя первого подогрева.

Схема обработки воздуха в центральном кондиционере с двумя рециркуляциями

В схеме с двумя рециркуляциями рециркуляционный воздух разделяется на два потока: первый смешивается с наружным воздухом, второй — с воздухом, увлажненным в блоке адиабатного увлажнения.

В СКВ с первой и второй рециркуляцией положение точки О, характеризующей состояние смеси воздуха первой рециркуляции и наружного воздуха после увлажнения, определяют на пересечении линии относительной влажности φ = 95% и линии постоянного влагосодержания d_o = const. При известных расходах наружного и приточного воздуха, воздуха первой и второй рециркуляции значение влагосодержания точки *О* d_o вычисляют по формуле:

$$d_o = \frac{G_n d_n - G_{2p} d_y}{G_{1p} + G_н}. \qquad (5.40)$$

Далее точку *О* соединяют с точкой *В'* (*У'*) и на пересечении ее с линией $d_n = const$ получают точку C_2, характеризующую состояние смеси воздуха второй рециркуляции. Дальнейшее построение процесса зависит от того, где происходит подмешивание воздуха первой рециркуляции: до или после воздухонагревателя первого подогрева. Оно аналогично построению, рассмотренному выше для прямоточной схемы и с первой рециркуляцией, и сводится к построению процесса нагревания воздуха в воздухонагревателе первой ступени и увлажнения в соответствующем аппарате (рисунок 5.27). При подмешивании воздуха первой рециркуляции до воздухонагревателя первого подогрева отрезок $НC_1B^1(НC_1У^1)$ — процесс смешения наружного воздуха и воздуха первой рециркуляции, C_1K — процесс нагревания смеси в воздухонагревателе первой ступени, *КО* — процесс увлажнения смеси, $OC_2B^1(OC_2У^1)$ — процесс смешения увлажненного воздуха и воздуха второй рециркуляции, $C_2П$ — процесс нагревания воздуха во второй ступени.

Расход теплоты в воздухонагревателе первого подогрева центрального кондиционера определяют по формуле 5.33.

Расход влаги, испаряющейся в блоке адиабатного увлажнения, определяют по формуле:

$$W = G_o(d_o - d_{c1}), \qquad (5.41)$$

где $G_o = G_н + G_{1p}$.

Пример 5.12. Построить процессы обработки воздуха в центральном кондиционере на i – d диаграмме для зала кинотеатра (СКВ второго класса), расположенного в г. Краснодаре, в холодный период года для схемы с двумя рециркуляциями.

Исходные данные: схема организации воздухообмена «сверху-вверх», перемешивающая вентиляция $k_t = 1$. Параметры внутреннего воздуха $t_в = 16°C$, $\varphi_в = 45\%$, явная избыточная теплота $Q_я^x$ = 30300 Вт, количество влаги W^x = 15,0 кг/ч, минимальный расход наружного воздуха $G_н^{мин}$ = 12000 кг/ч. Расход приточного воздуха G_n = 19136 кг/ч, расход воздуха первой рециркуляции G_{1p} = 4935 кг/ч, расход воздуха второй рециркуляции G_{2p} = 2201,5 кг/ч.

1. *Наносим точку В ($t_в = 16°C$, $\varphi_в = 45\%$) и точку Н ($t_н = -19°C$, $i_н = -17,6$ кДж/кг) (рисунок 5.28).*
2. *Вычисляем тепловлажностное отношение:*

$$\varepsilon = \frac{3,6 \cdot 30300 + 2540 \cdot 15,0}{15,0} = \frac{147180}{15,0} = 9812 \text{ кДж/кг}$$

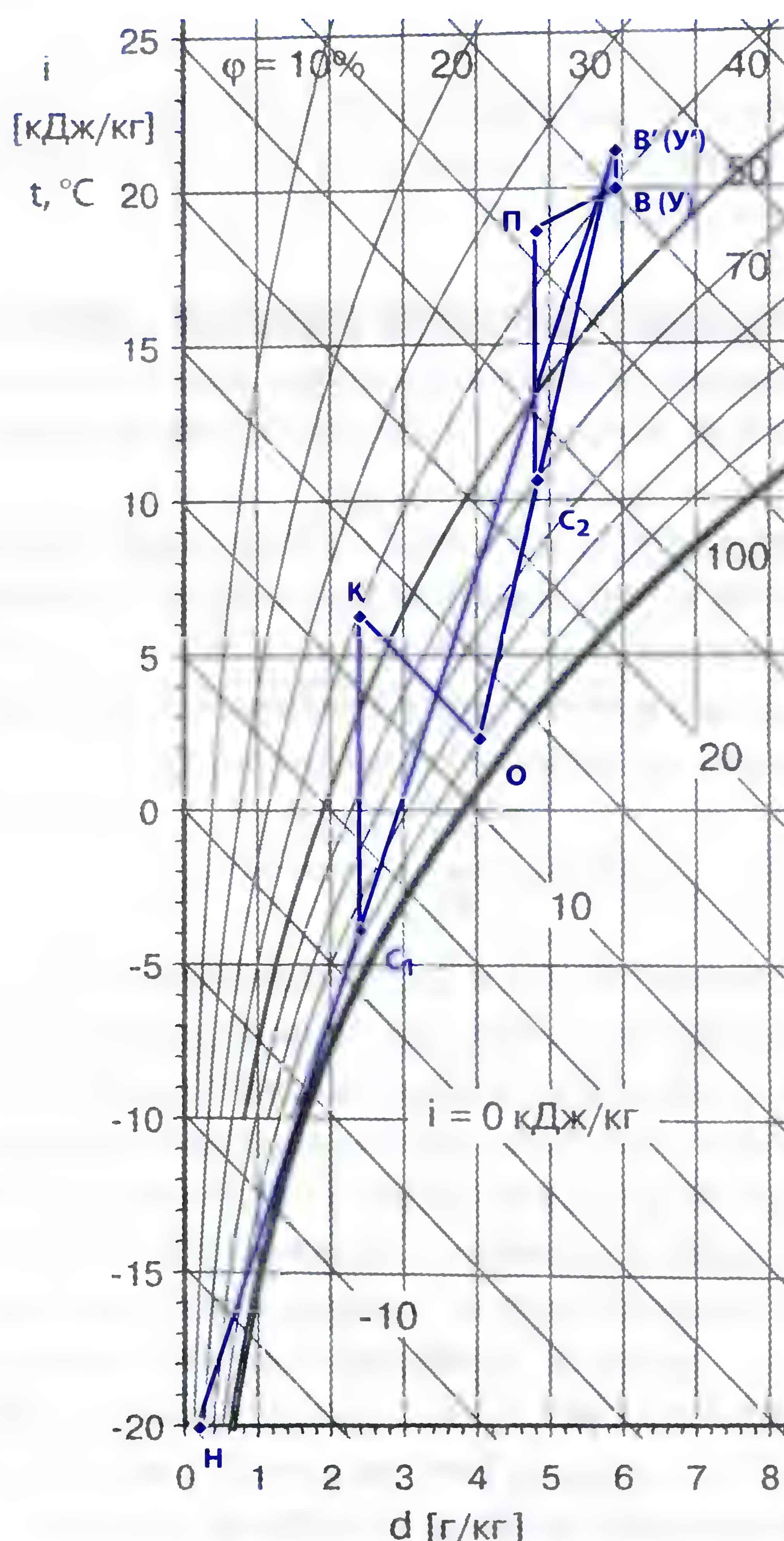


Рисунок 5.27. Процессы обработки воздуха в СКВ с двумя рециркуляциями в холодный период года

и через точку В проводим луч процесса изменения состояния воздуха в помещении.

3. *При расходе приточного воздуха G_n = 19136 кг/ч определяем энтальпию приточного воздуха:*

$$i_n = 29{,}1 - \frac{3{,}6 \cdot 40883}{19136} = 29{,}1 - 7{,}7 = 21{,}4 \text{ кДж/кг.}$$

4. *Наносим точку П на линию процесса изменения состояния воздуха в помещении.*
5. *Определяем значение влагосодержания точки О, характеризующей состояние смеси наружного воздуха и воздуха первой рециркуляции после адиабатного увлажнения:*

$$d_o = \frac{19136 \cdot 4{,}3 - 2201{,}5 \cdot 5{,}1}{4935 + 12000} = 4{,}2 \text{ г/кг.}$$

Проводим линию постоянного влагосодержания d_0 = 4,2 г/кг и на ее пересечении с линией φ_0 = 90% наносим точку О , характеризующую конечное состояние смеси воздуха после блока адиабатного увлажнения. На пересечении линии постоянного влагосодержания d_0 = 4,2 г/кг и процесса в помещении получаем точку $К_2$. Обработка воздуха — в такой последовательности:

$ОК_2$ — нагревание смеси наружного воздуха и воздуха первой рециркуляции и затем смешение с воздухом второй рециркуляции $К_2$ПВ. Если смешение воздуха второй рециркуляции происходит до воз-

духонагревателя второго подогрева, то OC_2B — процесс смешения и $C_2П$ — процесс нагревание приточного воздуха в воздухонагревателе второго подогрева.

6. *Вычисляем влагосодержание точки C_1, характеризующей состояние воздуха после первой рециркуляции:*

$$d_{c1} = \frac{12000 \cdot 0,6 + 4935 \cdot 5,1}{16935} = 1,91 \text{ г/кг.}$$

7. *Соединяем точки Н и В и на пересечении с линией постоянного влагосодержания d_{c1} = 1,91 г/кг получаем точку C_1, характеризующую состояние смеси наружного воздуха и воздуха первой рециркуляции. Точка C_1 оказалась на линии насыщения, что нежелательно, поэтому наружный воздух перед смешением необходимо нагреть.*
8. *Проводим через точку О линию постоянной энтальпии до пересечения с линией постоянного влагосодержания d_{c1} = const (рисунок 5.28) в точке С, характеризующей состояние смеси подогретого наружного и рециркуляционного воздуха. Линию ВС, характеризующую процесс смешения, продляем до пересечения с линией постоянного влагосодержания $d_н$ = const в точке K_1, характеризующей состояние наружного воздуха после его подогрева в воздухонагревателе первой ступени.*
9. *Расход теплоты в воздухонагревателе первого подогрева:*

$$Q_{m1} = 0,278 \cdot 12000 \cdot 1,005 \cdot (5,3 - (-19)) = 81470 \text{ Вт.}$$

10. *Расход теплоты в воздухонагревателе второго подогрева:*

$$Q_{m2} = 0,278 \cdot 16935 \cdot 1,005 \cdot (9,5 - 2,8) = 31701 \text{ Вт.}$$

11. *Количество влаги на адиабатное увлажнение воздуха:*

$$W = 16939 \cdot (4,2 - 1,9) = 38960 \text{ г/час.}$$

Если в схеме обработки воздуха для теплого периода года отсутствовал второй подогрев, то построение следует выполнить так. Через точку K_2 проводим линию постоянной энтальпии $i_{к2}$= 20,2 кДж/кг и на пересечении с линией постоянного влагосодержания d_{c1} = 1,91 г/кг получаем точку C_3. Линию BC_3, характеризующую процесс смешения, продляем до пересечения с линией постоянного влагосодержания $d_н$ = const в точке K_3. Тогда $НК_3$ — процесс нагревания наружного воздуха в воздухонагревателе первого подогрева, K_3C_3B — процесс смешения нагретого наружного воздуха и воздуха первой рециркуляции, C_3K_2 — процесс адиабатного увлажнения воздуха (управляемый процесс или байпас), $K_2ПВ$ — процесс смешения с воздухом второй рециркуляции.

Расход теплоты в воздухонагревателе первого подогрева:

$$Q_{m1} = 0,278 \cdot 12000 \cdot 1,005 \cdot (14,9 - (-19)) = 113655,9 \text{ Вт.}$$

Результаты построения на i – d диаграмме процессов изменения состояния воздуха представлены на рисунке 5.28, параметры точек состояния воздуха в таблице 5.12.

Таблица 5.12. Параметры точек состояния воздуха для схемы с двумя рециркуляциями

			Н	В	П	К2	О	С1	С	К1	C_2	C_3	O_1	K_3
Температура	t	°C	–19,0	16,0	10,4	9,5	2,8	–8,1	8,5	5,3	4,4	15,2	6,4	14,9
Влажность	φ	%	91%	45%	54%	56%	90%	100%	28%	11%	82	18	90	6
Влагосодержание	d	г/кг	0,6	5,1	4,3	4,2	4,2	1,9	1,9	0,6	4,3	1,9	5,5	0,6
Энтальпия	i	кДж/кг	–17,6	29,1	21,3	20,2	13,4	–3,5	13,4	6,9	15,2	20,2	20,2	16,6
Плотность	ρ	кг/м³	1,37	1,20	1,23	1,23	1,26	1,31	1,24	1,25	1,25	1,21	1,24	1,21

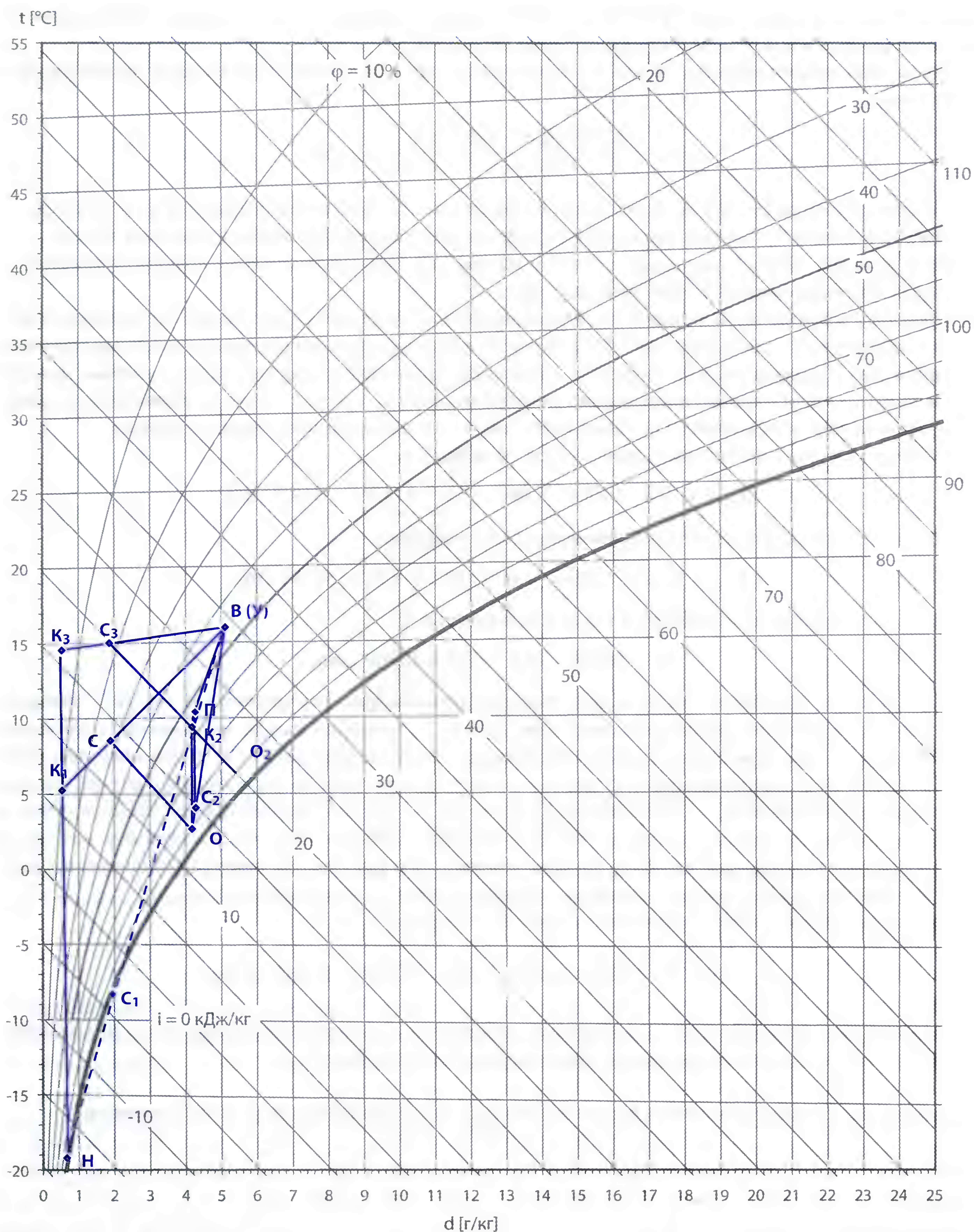


Рисунок 5.28. Пример построения процессов обработки воздуха в центральном кондиционере с двумя рециркуляциями для холодного периода года (г. Краснодар)

Во всех рассмотренных примерах для холодного периода года в помещениях наблюдались избытки теплоты и влаги. Нагрузку на систему кондиционирования воздуха определяют из уравнения теплового баланса в помещении, составляющими которого в холодный период года являются поток теплоты за счет теплопередачи через наружные ограждения (теплопотери) и поток теплоты от системы отопления. Часто ошибочно в помещениях жилых и гражданских зданий с кондиционированием воздуха мощность системы отопления рассчитывается на компенсацию общих расчетных теплопотерь, что приводит к увеличению нагрузки на СКВ. В этом случае нагрузка на СКВ может быть даже больше, чем в теплый период, так как тепловыделения от людей увеличиваются при уменьшении температуры воздуха в помещении. Отопление в помещениях с кондиционированием воздуха следует проектировать для нерабочих часов, в жилых помещениях — для часов, когда отсутствуют люди, принимая более низкое значение расчетной температуры внутреннего воздуха. В часы, когда работает СКВ, система водяного отопления может полностью или частично отключаться. В этом случае избыточная явная теплота в помещении может получиться со знаком «–», а угловой коэффициент процесса изменения состояния воздуха в помещении может иметь низкие значения. Тогда СКВ берет на себя функцию отопления помещения, и температура приточного воздуха будет выше температуры внутреннего воздуха.

Пример 5.13. Построить процесс обработки воздуха в центральном кондиционере на i – d диаграмме в холодный период года и определить технологические показатели: расход теплоты и воды при технологической схеме обработки воздуха с двумя рециркуляциями.

Расчетные параметры внутреннего воздуха: температура $t_в = 20°C$, относительная влажность $\varphi = 40\%$, расчетные параметры наружного воздуха: температура $t_з = -23°C$, энтальпия $i_з = -2,9$ кДж/кг; избыточная явная теплота $Q_я^х = -18200$ Вт, избыточная влага $W^х = 23$ кг/час, расход приточного воздуха $G_п = 35000$ кг/час, первой рециркуляции $L_{р1} = 8000$ м³/час, второй рециркуляции $L_{р2} = 16100$ м³/час.

1. *Наносим точку В ($t_в = 20°C$, $\varphi_в = 40\%$) и точку Н ($t_н = -23°C$, $i_н = -22,9$ кДж/кг) (рисунок 5.29).*
2. *Вычисляем тепловлажностное отношение:*

$$\varepsilon = \frac{-3,6\cdot 18200 + 2540\cdot 23,0}{23,0} = \frac{-7100}{23,0} = -309 \text{ кДж/кг}$$

и через точку В проводим луч процесса изменения состояния воздуха в помещении.

3. *При расходе приточного воздуха $G_п = 35000$ кг/ч определяем энтальпию приточного воздуха:*

$$i_п = 35,1 + \frac{3,6\cdot 1972}{35000} = 35,1 + 0,2 = 35,3 \text{ кДж/кг.}$$

4. *Наносим точку П на линию процесса изменения состояния воздуха в помещении.*
5. *Определяем значение влагосодержания точки О, характеризующей состояние смеси наружного воздуха и воздуха первой рециркуляции после адиабатного увлажнения:*

$$d_о = \frac{35000\cdot 5,2 - 16100\cdot 5,9}{18900} = 4,6 \text{ г/кг.}$$

Проводим линию постоянного влагосодержания $d_о = 4,6$ г/кг и на нее наносим точку О при $\varphi = 90\%$, характеризующей конечное состояние смеси воздуха после блока адиабатного увлажнения. Находим пересечение линии $d_о = 4,6$ г/кг с линией изменения состояния воздуха в помещении с угловым коэффициентом ε в точке K_2, характеризующей состояние смеси наружного воздуха и первой рециркуляции после нагревания в воздухонагревателе второй ступени.

6. *Вычисляем влагосодержание точки C_1, характеризующей состояние воздуха после первой рециркуляции:*

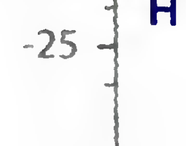


Рисунок 5.29. Пример построения процессов обработки воздуха в центральном кондиционере с двумя рециркуляциями, когда СКВ выполняет функцию отопления помещения в холодный период года

$$d_{c1} = \frac{10900 \cdot 0{,}1 + 8000 \cdot 5{,}9}{18900} = 2{,}56 \text{ г/кг.}$$

7. *Проводим через точку О линию постоянной энтальпии до пересечения с линией постоянного влагосодержания d_{c1} = 2,56 г/кг (рисунок 5.29) в точке C_1, характеризующей состояние смеси подогретого наружного и рециркуляционного воздуха. Линию BC^1, характеризующую процесс смешения, продляем до пересечения с линией постоянного влагосодержания $d_н$ = 0,1 г/кг в точке K_1, характеризующей состояние наружного воздуха после его подогрева в воздухонагревателе первой ступени.*
8. *Расход теплоты в воздухонагревателе первого подогрева:*

$$Q_{m1} = 0{,}278 \cdot 10900 \cdot 1{,}005 \cdot (1{,}21 - (-23)) = 73697{,}5 \text{ Вт.}$$

9. *Расход теплоты в воздухонагревателе второго подогрева:*

$$Q_{m2} = 0{,}278 \cdot 18900 \cdot 1{,}005 \cdot (23{,}5 - 4{,}1) = 102441 \text{ Вт.}$$

10. *Количество влаги на адиабатное увлажнение воздуха:*

$$W = 18900 \cdot (4{,}6 - 2{,}6) = 37800 \text{ г/час.}$$

Результаты построения на i – d диаграмме процессов изменения состояния воздуха представлены на рисунке 5.29, параметры точек состояния воздуха в таблице 5.13.

Таблица 5.13. Параметры точек состояния воздуха для схемы с двумя рециркуляциями, когда СКВ выполняет функцию отопления помещения

			Н	В	П	О	$К_2$	$С_1$	$К_1$
Температура	t	°С	–23,0	20,0	21,8	4,1	23,5	9,2	1,2
Влажность	φ	%	28%	40%	32%	90%	25%	35%	2%
Влагосодержание	d	г/кг	0,1	5,9	5,2	4,6	4,6	2,6	0,1
Энтальпия	i	кДж/кг	–22,9	35,1	35,3	15,7	35,5	15,7	1,5
Плотность	ρ	кг/м³	1,39	1,18	1,18	1,25	1,17	1,23	1,27

Пример 5.14. Выбрать технологическую схему обработки воздуха в центральном кондиционере и построить процессы на i – d диаграмме для зала кинотеатра на 500 мест (СКВ второго класса), расположенного в г. Москве.

Минимальный расход наружного воздуха $G_н^{мин}$ = 12000 кг/ч. Схема организации воздухообмена «сверху-вверх», перемешивающая вентиляция k_t = 1.

Теплый период года

Параметры наружного воздуха: $t_н$ = 26,5°С, энтальпия $i_н$ = 52,0 кДж/кг.

Рассмотрим два варианта построения при разных значениях параметров внутреннего воздуха.

Вариант 1.

Принимаем параметры внутреннего воздуха: $t_в$ = 23°С, $\varphi_в$ = 60%; при этой температуре внутреннего воздуха явная избыточная теплота составляют $Q_я^m$ = 39600 В и количество влаги W^m = 23,0 кг/ч.

1. *Наносим точку В ($t_в$ = 23°С, $\varphi_в$ = 60%) и точку Н ($t_н$ = 26,5°С, $i_н$ = 52,0 кДж/кг) (рисунок 5.30).*
2. *Вычисляем тепловлажностное отношение:*

$$\varepsilon = \frac{3{,}6 \cdot 39600 + 2540 \cdot 23{,}0}{23{,}0} = \frac{200980}{23{,}0} = 8738{,}3 \text{ кДж/кг}$$

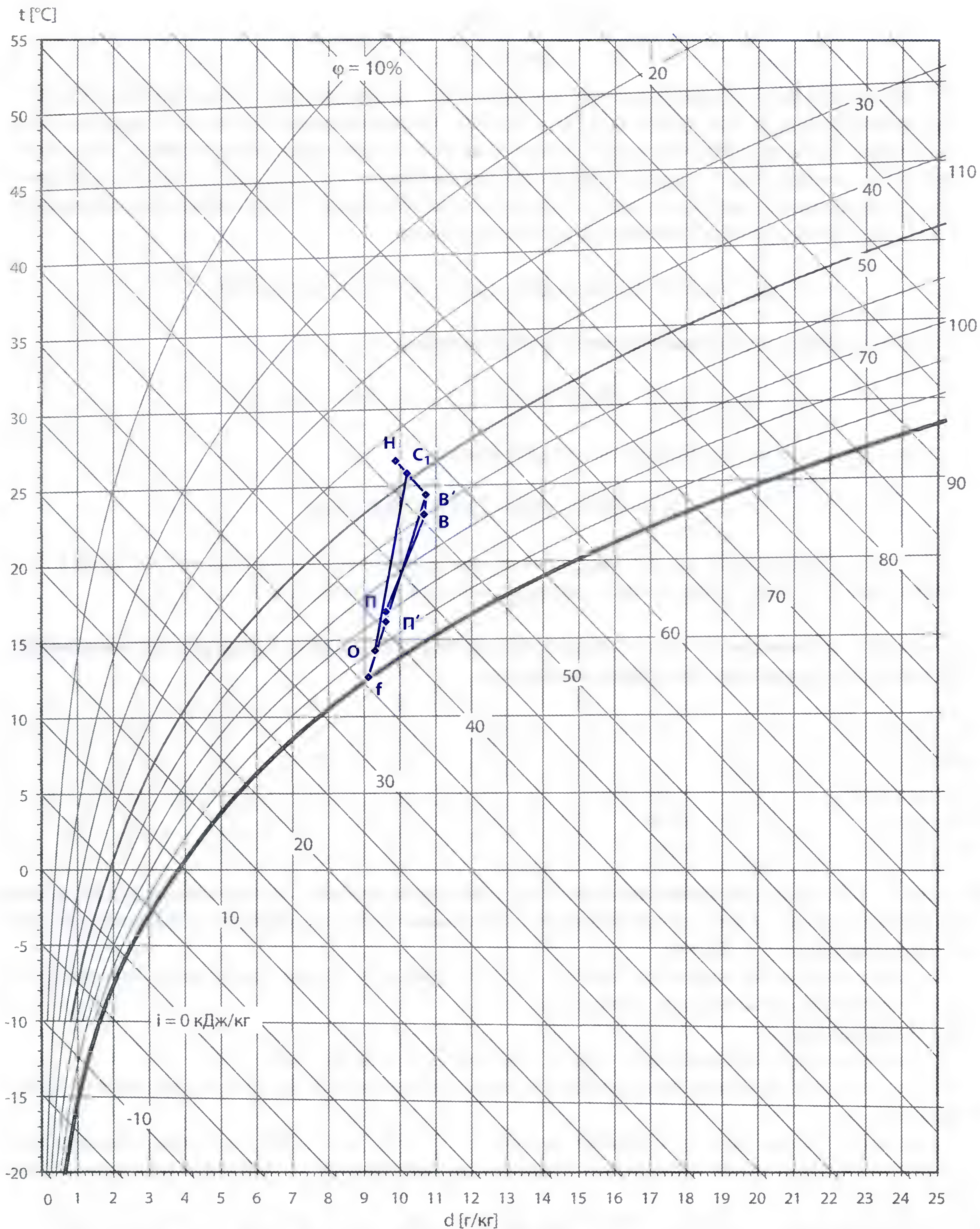


Рисунок 5.30. Пример построения на i – d диаграмме процесса обработки воздуха в центральном кондиционере в теплый период года ($t_в$ = 23°С, $φ_в$ = 60%) для зала кинотеатра в г. Москве

и через точку В проводим луч процесса изменения состояния воздуха в помещении.

3. *Принимаем температуру приточного воздуха t_n = 17°C. Наносим точку П на линию процесса изменения состояния воздуха в помещении и определяем энтальпию приточного воздуха i_n = 45,6 кДж/кг.*
4. *Определяем расход приточного воздуха:*

$$G_n = \frac{3{,}6 \cdot 55828}{(50{,}4 - 41{,}7)} = 23101 \ \text{кг/час}.$$

Расход приточного воздуха больше минимально необходимого расхода наружного воздуха, поэтому принимаем схему с двумя рециркуляциями.

5. *Определяем расход воздуха на вторую рециркуляцию:*

$$G_{2p} = 23101{,}2\frac{(40{,}7 - 38{,}0)}{(50{,}4 - 38{,}0)} = 5030{,}1 \ \text{кг/час}$$

и первую рециркуляцию:

$$G_{1p} = 23101{,}2 - 12000 - 5030{,}1 = 6071 \ \text{кг/час}.$$

6. *Вычисляем влагосодержание точки C_1, характеризующей состояние воздуха после первой рециркуляции:*

$$d_{c1} = \frac{12000 \cdot 9{,}9 + 6071 \cdot 10{,}7}{12000 + 6071} = 10{,}2 \ \text{г/кг}.$$

Соединяем точки Н и B^1 и на пересечении с линией постоянного влагосодержания d_{c1} = 10,2 г/кг получаем точку C_1, характеризующую состояние смеси наружного воздуха и воздуха первой рециркуляции.

7. *Соединяем точку C_1 с точкой О и получаем процесс охлаждения воздуха в воздухоохладителе. Проверяем возможность реализации процесса охлаждения воздуха, определяя предельную температуру в точке пересечения линии процесса охлаждения с линией насыщения φ = 100%, t_{np} = 12,5°С, которая больше t_f = 10°С. Процесс может быть реализован.*
8. *Количество холода на охлаждение воздуха:*

$$Qx = 0{,}278 \cdot (12000 + 6071) \cdot (51{,}5 - 38{,}0) = 67820{,}5 \ \text{Вт}.$$

9. *Расход теплоты на второй подогрев равен нулю.*

Результаты построения на i – d диаграмме процессов изменения состояния воздуха представлены на рисунке 5.30, параметры точек состояния воздуха в таблице 5.14.

Таблица 5.14. Параметры точек состояния воздуха для теплого периода года (вариант 1)

			Н	В	П	П'	В'	О	С'	f
Температура	t	°С	26,5	23,0	17,0	16,0	24,0	14,2	25,5	12,5
Влажность	φ	%	45%	60%	79%	84%	57%	92%	49%	100%
Влагосодержание	d	г/кг	9,9	10,7	9,7	9,7	10,7	9,4	10,2	9,1
Энтальпия	i	кДж/кг	52,0	50,4	41,7	40,7	51,5	38,0	51,8	35,7
Плотность	ρ	кг/м^3	1,16	1,17	1,19	1,20	1,16	1,21	1,16	1,21

Вариант 2.

Построим процесс обработки воздуха для других расчетных параметров внутреннего воздуха.

Если принять параметры внутреннего воздуха $t_в$ = 25°С, $\varphi_в$ = 55%, то при этой температуре внутреннего воздуха явная избыточная теплота составит $Q_я^т$ = 33600 В и количество влаги $W^т$ = 25,0 кг/ч.

1. *Наносим точку В ($t_в$ = 25°С, $\varphi_в$ = 50%) и точку Н ($t_н$ = 26,5°С, $i_н$ = 52,0 кДж/кг) (рисунок 5.31).*
2. *Вычисляем тепловлажностное отношение:*

$$\varepsilon^т = \frac{3{,}6 \cdot 33600 + 2540 \cdot 25{,}0}{25{,}0} = \frac{184460}{25{,}0} = 7378{,}4 \text{ кДж/кг}$$

и через точку В проводим луч процесса изменения состояния воздуха в помещении.

3. *Принимаем температуру приточного воздуха $t_п$ = 17,3°С. Наносим точку П на линию процесса изменения состояния воздуха в помещении и определяем энтальпию приточного воздуха $i_п$ = 41,0 кДж/кг.*
4. *Определяем расход приточного воздуха:*

$$G_п = \frac{3{,}6 \cdot 51239}{(53{,}4 - 41{,}0)} = 15632{,}2 \text{ кг/час.}$$

Расход приточного воздуха больше минимально необходимого расхода наружного воздуха, но рециркуляция в помещении актового зала нецелесообразна, так как $i_н \prec i_в$. Поэтому принимаем прямоточную схему.

5. *Из точки П проводим линию постоянного влагосодержания $d_п$ = 9,3 г/кг до пересечения с изотермой $t_п^1$ = 16,3°С в точке П¹ для учета подогрева воздуха в вентиляторе за счет перехода механической энергии в тепловую и в воздуховодах вследствие трения и теплопередачи через стенки.*
6. *Соединяем точку Н с точкой П¹ и получаем управляемый процесс охлаждения воздуха в поверхностном воздухоохладителе. Процесс может быть реализован, так как предельная температура в точке пересечения линии процесса охлаждения с линией насыщения φ = 100% $t_{пр}$ = 12,0°С больше t_f = 10°С.*
7. *Количество холода на охлаждение воздуха:*

$$Q_x = 0{,}278 \cdot 15632{,}2 \cdot (52 - 40) = 52149 \text{ Вт.}$$

8. *Количество холода на охлаждение воздуха для подбора воздухоохладителя:*

$$Q_x = 0{,}278 \cdot 15632{,}2 \cdot (52 - 37{,}3) = 63882{,}5 \text{ Вт.}$$

9. *Расход теплоты на второй подогрев равен нулю.*

Результаты построения на i – d диаграмме процессов изменения состояния воздуха представлены на рисунке 5.31, параметры точек состояния воздуха в таблице 5.15.

Таблица 5.15. Параметры точек состояния воздуха для теплого периода года (вариант 2)

			В	Н	П	П¹	О
Температура	t	°С	25,0	26,5	17,3	16,3	14,0
Влажность	φ	%	55%	45%	75%	79%	91%
Влагосодержание	d	г/кг	11,0	9,9	9,3	9,3	9,2
Энтальпия	i	кДж/кг	53,4	52,0	41,0	40,0	37,3
Плотность	ρ	кг/м³	1,16	1,16	1,19	1,20	1,21

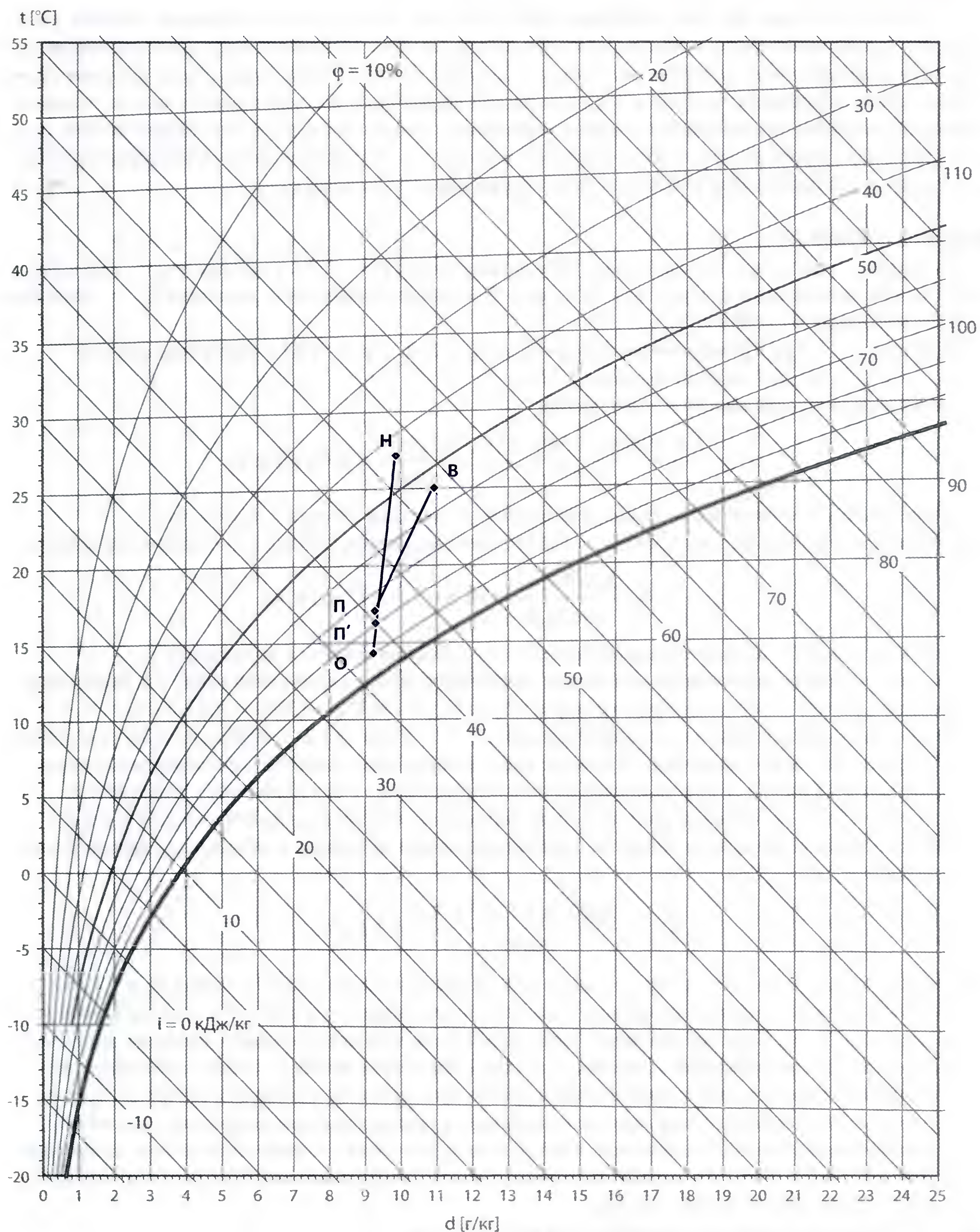


Рисунок 5.31. Пример построения на i – d диаграмме процесса обработки воздуха в центральном кондиционере в теплый период года ($t_в$ = 25°C, $φ_в$ = 50%) для зала кинотеатра в г. Москве

Расчеты показывают, что выбор параметров внутреннего воздуха оказывает влияние на величину расхода приточного воздуха, схему обработки воздуха и расход холода. Для максимального значения температуры внутреннего воздуха в области оптимальных параметров выбрана схема прямоточной обработки воздуха, в которой расход приточного воздуха и расход холода оказались меньше. Сравнение построения процессов обработки воздуха для зала кинотеатра на 500 мест для Краснодара (пример 5.6) и Москвы в теплый период года показывает, что параметры наружного климата определяют выбор технологической схемы обработки воздуха.

Холодный период года.

Расчетные параметры наружного воздуха: температура $t_н = -26°C$, энтальпия $i_н = -25{,}3$ кДж/кг. Параметры внутреннего воздуха: $t_в = 16°C$; $\varphi_в = 30\%$, явная избыточная теплота $Q_я^х = 19800$ Вт; количество влаги $W^х = 20{,}0$ кг/ч.

1. *Наносим на i – d диаграмму точки внутреннего ($t_в = 16°C$ и $\varphi_в = 30\%$) и наружного воздуха ($t_н = -26°C$, $I_н = -25{,}3$ кДж/кг) (рисунок 5.32).*
2. *Вычисляем тепловлажностное отношение:*

$$\varepsilon^x = \frac{3{,}6 \cdot 19800 + 2540 \cdot 20{,}0}{20{,}0} = \frac{122080}{20{,}0} = 6104 \text{ кДж/кг}$$

и через точку В проводим луч процесса изменения состояния воздуха в помещении.

3. *При расходе приточного воздуха в $G_п = 15632{,}2$ кг/ч определяем энтальпию приточного воздуха:*

$$i_п = 24{,}8 - \frac{3{,}6 \cdot 33911}{15632{,}2} = 24{,}8 - 7{,}8 = 17 \text{ кДж/кг.}$$

4. *Наносим точку П на линию процесса изменения состояния воздуха в помещении.*
5. *С целью экономии теплоты на нагревание приточного воздуха применяем схему с первой рециркуляцией, расход воздуха на первую рециркуляцию $G_{рец} = 15632{,}2 - 12000 = 3632{,}2$ кг/ч. Проводим линию постоянного влагосодержания $d_п = 2{,}1$ г/кг и при $\varphi_в = 90\%$ на нее наносим точку O^1, характеризующую конечное состояние смеси воздуха после блока адиабатного увлажнения. Температура в точке O^1 отрицательная, что нежелательно для адиабатного увлажнения.*

Если применить увлажнение воздуха паром, дальнейшее построение будет выглядеть так:

6а. *Вычисляем влагосодержание точки C_1, характеризующей состояние воздуха после первой рециркуляции:*

$$d_{c1} = \frac{12000 \cdot 0{,}4 + 3632 \cdot 3{,}4}{15632{,}2} = 1{,}1 \text{ г/кг.}$$

7а. *Соединяем точки Н и В и на пересечении с линией постоянного влагосодержания $d_{c1} = 1{,}1$ г/кг получаем точку C_1, характеризующую состояние смеси наружного воздуха и воздуха первой рециркуляции. Точка C_1 оказалась ниже линии насыщения, что нежелательно, поэтому наружный воздух перед смешением необходимо нагреть. Проводим через точку П линию постоянной температуры до пересечения с линией постоянного влагосодержания $d_{c1} = const$ в точку C^1, характеризующую состояние смеси подогретого наружного и рециркуляционного воздуха. Линию B^1C^1, характеризующую процесс смешения, продляем до пересечения с линией постоянного влагосодержания $d_н = const$ в точке K^1, характеризующей состояние наружного воздуха после его подогрева в воздухонагревателе первой ступени.*

8а. *Расход теплоты в воздухонагревателе первого подогрева:*

$$Q_{т1} = 0{,}278 \cdot 12000 \cdot 1{,}005 \cdot (10{,}3 - (-26)) = 121702{,}3 \text{ Вт.}$$

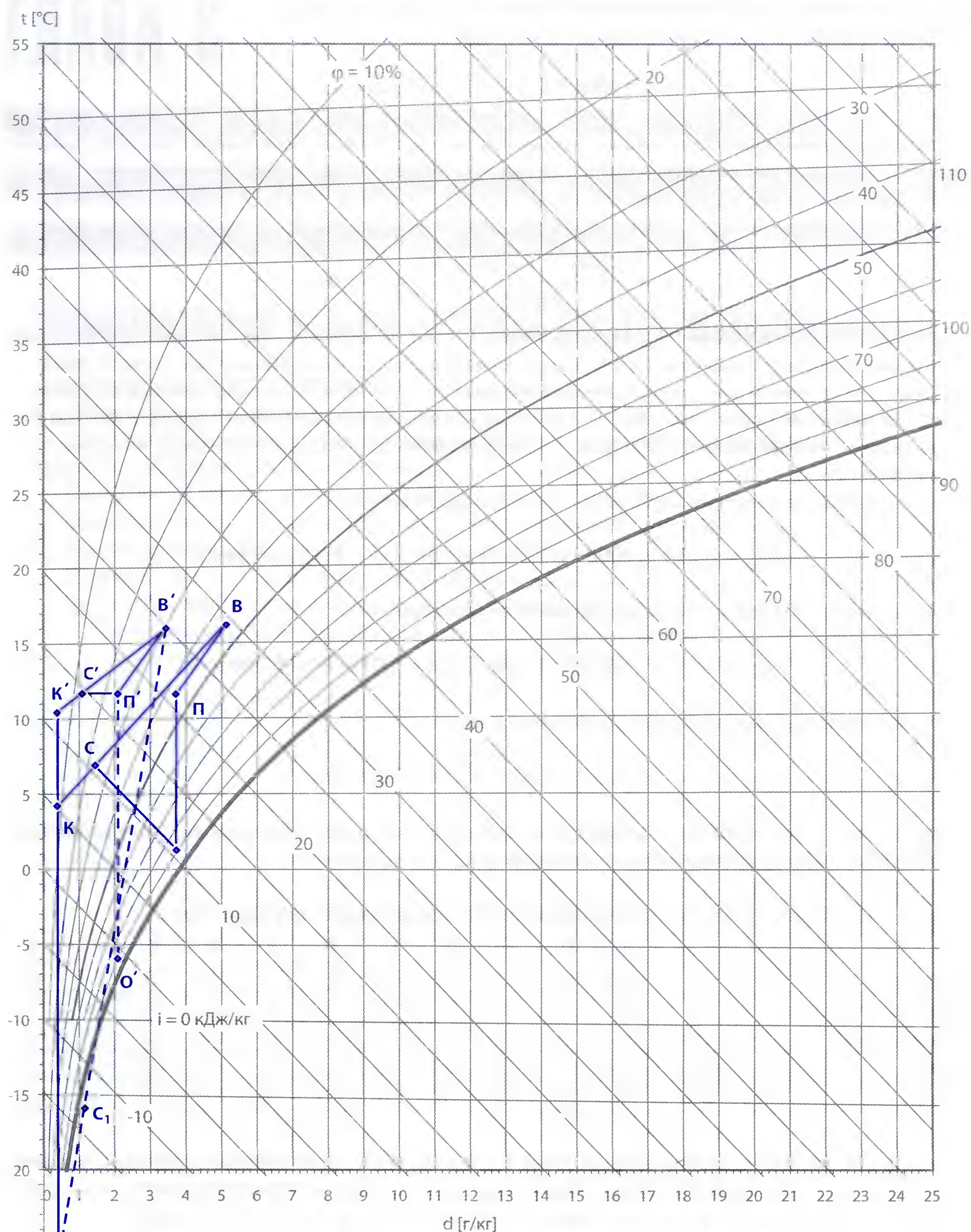


Рисунок 5.32. Пример построения на i-d диаграмме процесса обработки воздуха в центральном кондиционерв холодный период года для зала кинотеатра в г. Москве

9а.Расход теплоты в воздухонагревателе второго подогрева равен нулю.
10а. Количество влаги на паровое увлажнение воздуха:

$$W = 12000 \cdot (2{,}1 - 1{,}1) = 12000 \text{ г/час.}$$

Если применять адиабатное увлажнение воздуха, то необходимо задать более высокое значение относительной влажности внутреннего воздуха $\varphi_в$ = 45% и скорректировать построение:
1б. Наносим на i – d диаграмму точки внутреннего ($t_в$ = 16°C и $\varphi_в$ = 45%) и приточного воздуха.
2б. Влагосодержание точки C, характеризующей состояние воздуха после первой рециркуляции:

$$d_c = \frac{12000 \cdot 0{,}4 + 3632 \cdot 5{,}1}{15632{,}2} = 1{,}5 \text{ г/кг.}$$

3б. Проводим линию постоянного влагосодержания $d_п$ = 3,8 г/кг и при $\varphi_в$ = 90% на нее наносим точку O, характеризующую конечное состояние смеси воздуха после блока адиабатного увлажнения. Из точки O проводим линию постоянной энтальпии $i_о$ = 10,9 кДж/кг и на пересечении ее с линией постоянного влагосодержания d_c = 1,5 г/кг получаем точку C. Соединяем точку C с точкой B и на пересечении продолжения линии BC с линией постоянного влагосодержания $d_н$ = const получаем точку K.
4б. Расход теплоты в воздухонагревателе первого подогрева:

$$Q_{т1} = 0{,}278 \cdot 12000 \cdot 1{,}005 \cdot (4{,}4 - (-26)) = 101921{,}5 \text{ Вт.}$$

5б. Расход теплоты в воздухонагревателе второго подогрева:

$$Q_{т2} = 0{,}278 \cdot 15632{,}2 \cdot 1{,}005 \cdot (11{,}6 - 1{,}4) = 44548{,}3 \text{ Вт.}$$

6б. Количество влаги на адиабатное увлажнение воздуха:

$$W = 15632{,}2 \cdot (3{,}8 - 1{,}5) = 35954 \text{ г/час.}$$

Результаты построения на i – d диаграмме процессов изменения состояния воздуха представлены на рисунке 5.32, параметры точек состояния воздуха в таблице 5.16.

Таблица 5.16. Параметры точек состояния воздуха для холодного периода года

			Н	В¹	П¹	О¹	С¹	К¹	В	П	О	С	К
Температура	t	°C	–26,0	16,0	11,6	–5,8	11,6	10,3	16,0	11,6	1,4	7,1	4,4
Относительная влажность	φ	%	100	30	25	90	13	5	45	44	90	24	8
Влагосодержание	d	г/кг	0,4	3,4	2,1	2,1	1,1	0,4	5,1	3,8	3,8	1,5	0,4
Энтальпия	i	кДж/кг	–25,4	24,8	17,0	–0,7	14,5	11,4	29,1	21,3	10,9	10,9	5,4
Плотность	ρ	кг/м³	1,41	1,20	1,22	1,30	1,22	1,23	1,20	1,22	1,27	1,24	1,25

Суммарный расход теплоты на нагревание воздуха в схеме с адиабатным увлажнением и вторым подогревом составляет 146470 Вт, что больше, чем в схеме с увлажнением воздуха паром; расход влаги на увлажнение воздуха паром меньше, чем расход воды в оросительной камере.

ГЛАВА 6



Принципиальные решения системы кондиционирования воздуха

Центральные однозональные системы 248
Центральные системы кондиционирования воздуха с постоянным расходом воздуха 248
Центральные системы кондиционирования воздуха с переменным расходом воздуха 251
Центральные многозональные системы 253
Центральная система кондиционирования воздуха с зональными поверхностными теплообменниками (температурными доводчиками) 253
Многозональная СКВ с переменным количеством воздуха 258
Двухканальная система кондиционирования воздуха 269
Водовоздушная система кондиционирования воздуха 278
Система кондиционирования воздуха с эжекционными кондиционерами-доводчиками 282
Система кондиционирования воздуха с вентиляторными доводчиками 287

Центральные системы кондиционирования воздуха применяются:
- — для помещений большого объема с равномерно распределенной внутренней нагрузкой, незначительной внешней нагрузкой (зрительные залы театров, кинотеатров, спортивно-зрелищные сооружения, аудитории, торговые залы, производственные помещения и т. д.);
- — для помещений большого объема с неравномерно распределенной нагрузкой отдельно для каждой зоны (зона зрителей и катка ледового дворца спорта, производственные цеха с неравномерно размещенным оборудованием и т.д.), что обусловлено технологическим процессом, большими расходами воздуха и протяженностью воздуховодов, или как одна многозональная система;
- — для небольших помещений с особыми требованиями к качеству и точности поддержания заданных параметров воздуха: температуры, относительной влажности, подвижности (прецизионные системы кондиционирования воздуха);
- — для помещений с повышенными требованиями к чистоте воздуха («чистые помещения», в которых воздухообмен определяется качеством внутреннего воздуха, а не удалением теплоты из помещения);
- — для многокомнатных зданий в качестве одной или нескольких систем для обработки первичного воздуха в многозональных системах при различном тепловом режиме отдельных помещений вследствие неодинакового расположения помещений относительно сторон света, наличия и интенсивности солнечной радиации и различных по величине тепло- и влагопоступлений внутри этих помещений.

Базовой практически для всех систем кондиционирования воздуха является центральная система, в которой обрабатывается наружный воздух или его смесь с рециркуляционным воздухом. Оборудование для обработки воздуха размещено в отдельном помещении, часто удаленном от обслуживаемого. Источники теплоты, холода и воды, общие для всех центральных систем здания и местных агрегатов, соединены с функциональными блоками СКВ в системах тепло-, холодо-, водоснабжения. В центральных системах облегчается борьба с создаваемым шумом и упрощается обслуживание.

Центральные системы кондиционирования воздуха могут быть с постоянным или переменным расходом воздуха. Регулирование параметров воздуха (температура, относительная влажность) в помещении при изменении внутренних и внешних воздействий осуществляется путем изменения количества теплоты, поступающей с приточным воздухом в помещение, а именно температуры или расхода приточного воздуха. В системах с постоянным расходом воздуха в качестве управляющего воздействия выбирают температуру приточного воздуха, в системах с переменным расходом — расход воздуха, а также температуру приточного воздуха в последних. В последних достижении расхода приточного воздуха минимально необходимых значений возможно также последующее изменение температуры приточного воздуха при дальнейшем снижении нагрузки.

Центральные однозональные системы

Центральные системы кондиционирования воздуха с постоянным расходом воздуха

Центральные однозональные СКВ с постоянным расходом воздуха — традиционные, наиболее часто используемые системы. Они применяются практически для всех помещений с постоянной и переменной нагрузкой, а именно в помещениях большого объема (зрительные залы, конференцзалы, торговые залы, аудитории и т.д.) с равномерно и неравномерно распределенной нагрузкой при высоких значениях отношения явного количества теплоты к полному (малая доля скрытой теплоты), при технологическом кондиционировании воздуха, когда тепловая и влажностная нагрузка чаще всего неизменна, например, в «чистых» помещениях, в прецизионных системах кондиционирования воздуха и т.д.

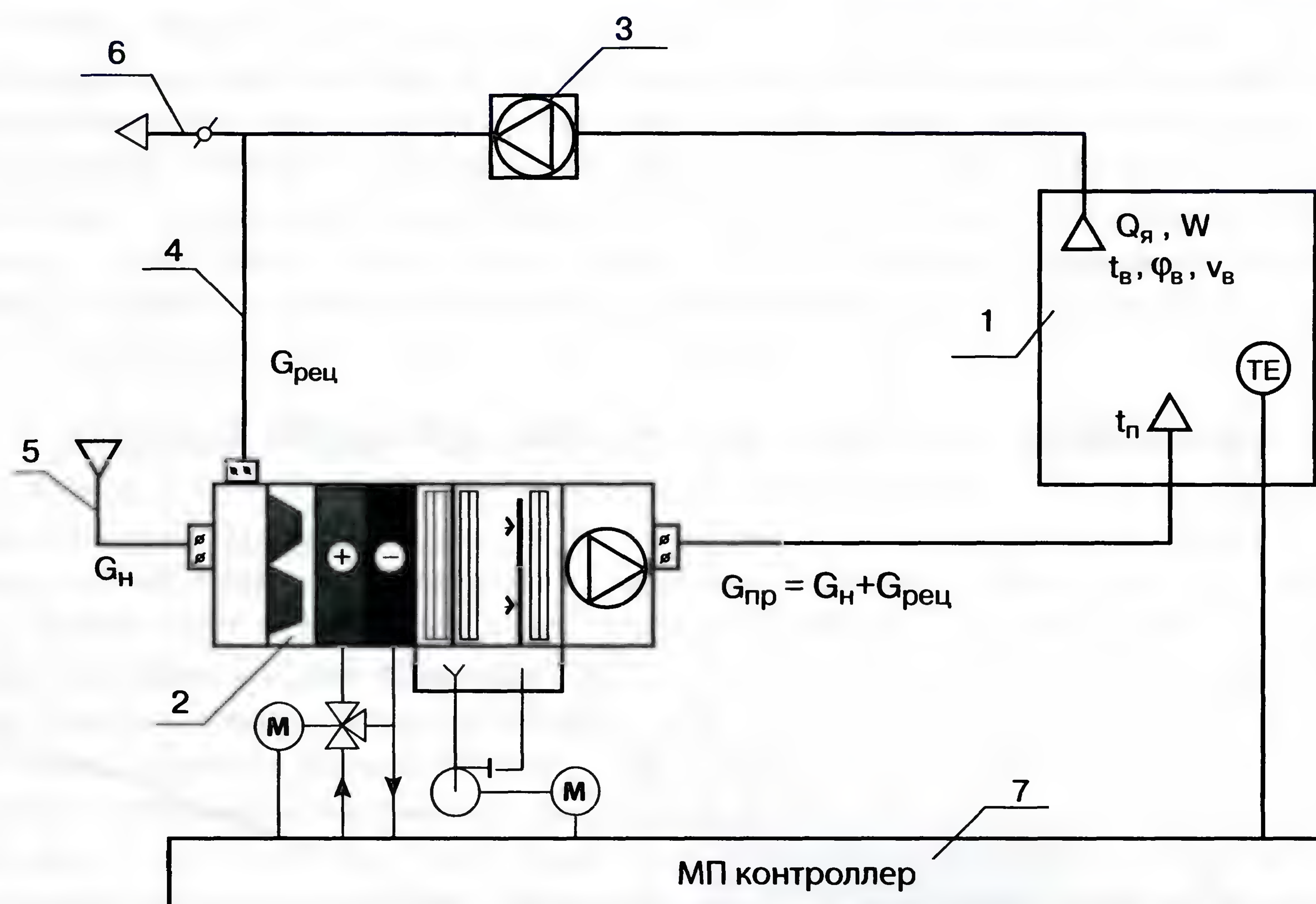


Рисунок 6.1. Схема однозональной СКВ с первой рециркуляцией и постоянным расходом приточного воздуха:

1 — помещение; 2 — центральный кондиционер; 3 — вытяжной вентилятор; 4 — рециркуляционный воздуховод; 5 — воздухозабор; 6 — воздуховод удаляемого воздуха; 7 — микропроцессорный контроллер

В центральных однозональных системах воздухообмен определяется как наибольший из значений по условиям удаления избыточной теплоты, влаги и вредных газов. Система может быть прямоточной, работающей только на наружном воздухе, когда в помещении недопустима или нецелесообразна рециркуляция или в ней нет необходимости. При значительных теплопоступлениях применяется рециркуляция воздуха в помещении и, соответственно, системы с одной или двумя рециркуляциями. Схема однозональной СКВ с первой рециркуляцией и постоянным расходом приточного воздуха представлена на рисунке 6.1. В теплое и холодное время года наружный воздух смешивается с рециркуляционным воздухом, проходит необходимую обработку в аппаратах центрального кондиционера, например, охлаждается и осушается в поверхностном воздухоохладителе в теплое время года, нагревается в воздухонагревателе первого подогрева и увлажняется в холодное время года, и подается в помещение. Такой последовательности обработки воздуха соответствует построение процесса изменения состояния воздуха на i – d диаграмме, изображенное на рисунке 6.2 (более подробно этот вопрос рассмотрен в Главе 5). Заданные параметры воздуха в помещении поддерживаются центральной системой автоматического регулирования путем управляющих воздействий на аппараты обработки воздуха центрального кондиционера, при этом реализуется качественный способ регулирования, так как изменяются параметры (температура, влагосодержание) приточного воздуха.

Особое внимание при проектировании таких систем следует обратить на выбор и размещение приточных и вытяжных устройств с учетом режимов охлаждения и отопления, обеспечивающее рациональную схему воздухообмена. В случае перемешивающей вентиляции температуру приточного воздуха для расчетных условий теплого периода (определяющий режим) принимают максимально низкой с целью приблизить воздухообмен к его минимальному значению и исключить рециркуляцию. При значительном диапазоне отклонения температуры приточного воздуха от минимальных значений (рабочая разность температур –10°С) до максимальных (рабочая разность температур

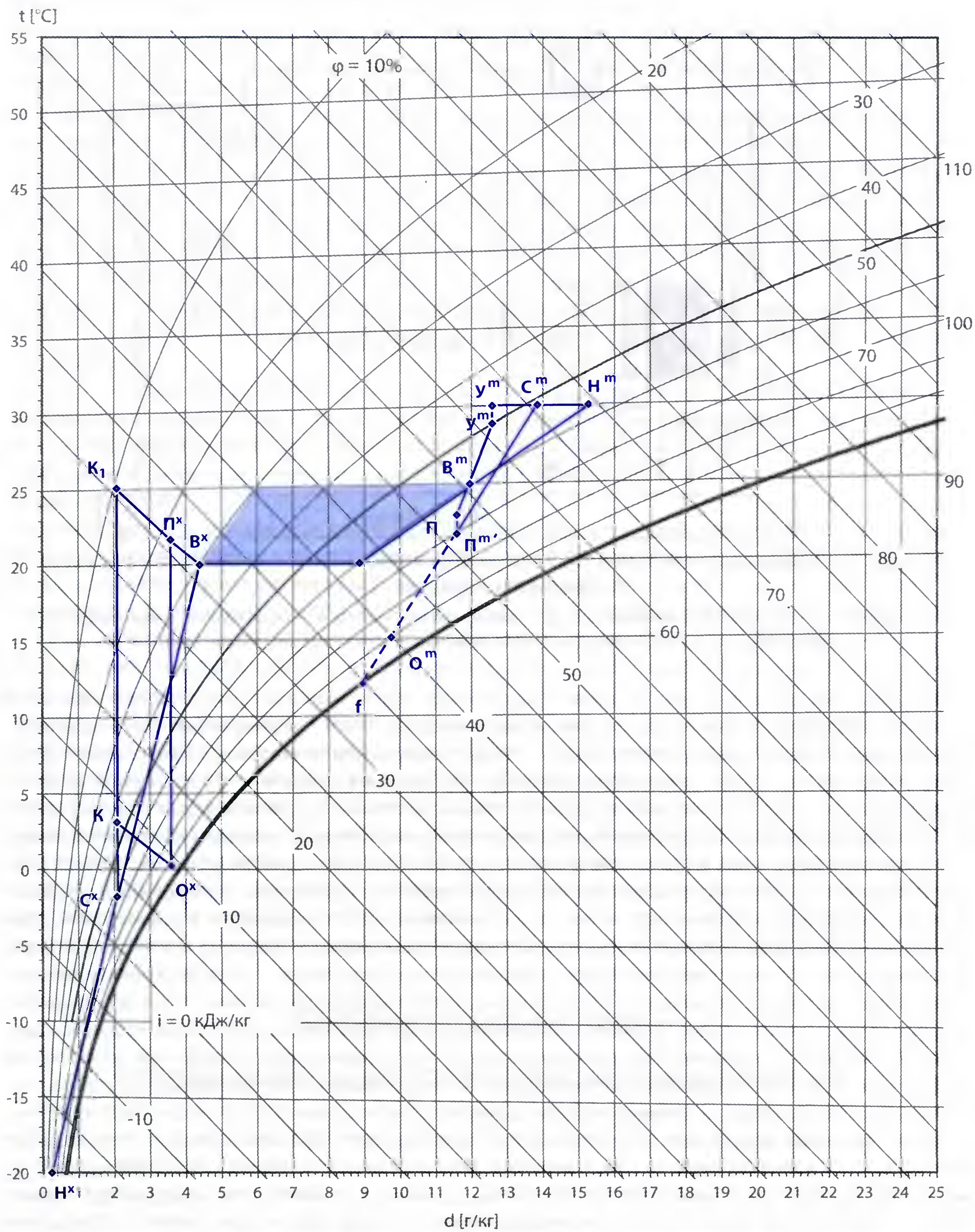


Рисунок 6.2. Построение процесса состояния воздуха на i – d диаграмме в центральных однозональных СКВ

+10°C) требуется специальный тип воздухораспределителя. Необходимо изолировать воздуховоды приточной системы, чтобы не допустить конденсацию водяных паров на их поверхности при перемещении охлажденного воздуха и снизить потери холода и теплоты при транспортировке.

Однозональные центральные СКВ — простые и удобные в проектировании, обслуживании и эксплуатации — используют более дешевый способ регулирования температуры внутреннего воздуха, имеют относительно низкие капитальные затраты. Эксплуатационные затраты, связанные с расходом электроэнергии, потребляемой электродвигателем вентилятора, постоянные, значительные и не подлежат изменению.

Центральные системы кондиционирования воздуха с переменным расходом воздуха

За рубежом эти системы кондиционирования воздуха называют VAV (Variable Air Volume). Первоначально они обслуживали многозональные помещения или многокомнатные здания, где требовалось только охлаждение в теплый период года. Однако системы с переменным расходом воздуха успешно могут применяться и для одной зоны или помещения большого объема с переменной нагрузкой на СКВ, что стало возможным с появлением электронных устройств изменения числа оборотов электродвигателя вентилятора — частотного преобразователя и технологии ЕСМ (электронной коммутации мотора). Известно, что потребляемая нагнетателем мощность пропорциональна расходу перемещаемой среды в кубе. Однако при изменении числа оборотов и уменьшении расхода воздуха в реальном вентиляторе, работающем в реальной вентиляционной сети, происходят дополнительные потери и уменьшение коэффициента полезного действия вентилятора. Кнебел (1983 г.) аппроксимировал зависимость потребляемой мощности от расхода воздуха при изменении числа оборотов электродвигателя вентилятора в конкретной системе в виде полинома [82]:

$$\frac{N}{N'} = 0{,}00153 + 0{,}0052\left(\frac{L}{L'}\right) + 1{,}1086\left(\frac{L}{L'}\right)^2 - 0{,}1164\left(\frac{L}{L'}\right)^3. \qquad (6.1)$$

Согласно полученной зависимости, при уменьшении расхода воздуха в 1,5 раза (глубина регулирования 0,67) потребляемая мощность конкретным вентилятором уменьшается в 1,9 раза. Зависимость не может распространяться на все нагнетатели, но может свидетельствовать о качественной картине изменения потребляемой мощности в зависимости от глубины регулирования.

Центральные однозональные СКВ с переменным расходом воздуха могут использоваться для помещений большого объема с низким значением отношения явной теплоты к полной при постоянно изменяющейся нагрузке, когда доля внутренних возмущений больше, чем наружных. Например, в зрительных залах кинотеатров, обеденных залах кафе и ресторанов, заполняемых людьми с большой неравномерностью во времени, в производственных помещениях с гибким технологическим процессом, в бассейнах при естественном изменении влагосодержания наружного воздуха без искусственного его осушения.

Схема (рисунок 6.3) и последовательность обработки воздуха аналогична системе с постоянным расходом воздуха. Однако заданные параметры воздуха в помещении поддерживаются центральной системой автоматического регулирования путем изменения числа оборотов электродвигателя вентилятора центрального кондиционера, при этом реализуется количественный способ регулирования, так как изменяется расход приточного воздуха.

В таких системах существуют ограничения по минимальному расходу приточного воздуха, который не может быть ниже минимально необходимого расхода наружного воздуха, определяемого на удаление вредных газов, или для гражданских зданий — по санитарной норме. При переменной газовой нагрузке, например изменении числа людей, заданное значение расхода наружного воздуха (уставка) может и должно изменяться. Ограничения также связаны с функциональными особенностями работы оборудования для обработки воздуха, требованиями акустики (из-за шума, возникающего при регулировании расхода воздуха). В системах с переменным расходом воздуха следует

использовать специальные типы воздухораспределителей переменного типа, обеспечивающие равномерное поле температуры в помещении при изменении расхода приточного воздуха. Наличие устройств регулирования расхода воздуха увеличивает единовременные затраты на такие системы. В то же время эксплуатационные расходы значительно снижаются по сравнению с системой с постоянным расходом, что связано с уменьшением расхода электроэнергии на перемещение приточного и удаляемого воздуха, гибким изменением мгновенного расхода теплоты, холода и воды на обработку воздуха, увеличением продолжительности работы фильтров для очистки воздуха от пыли.

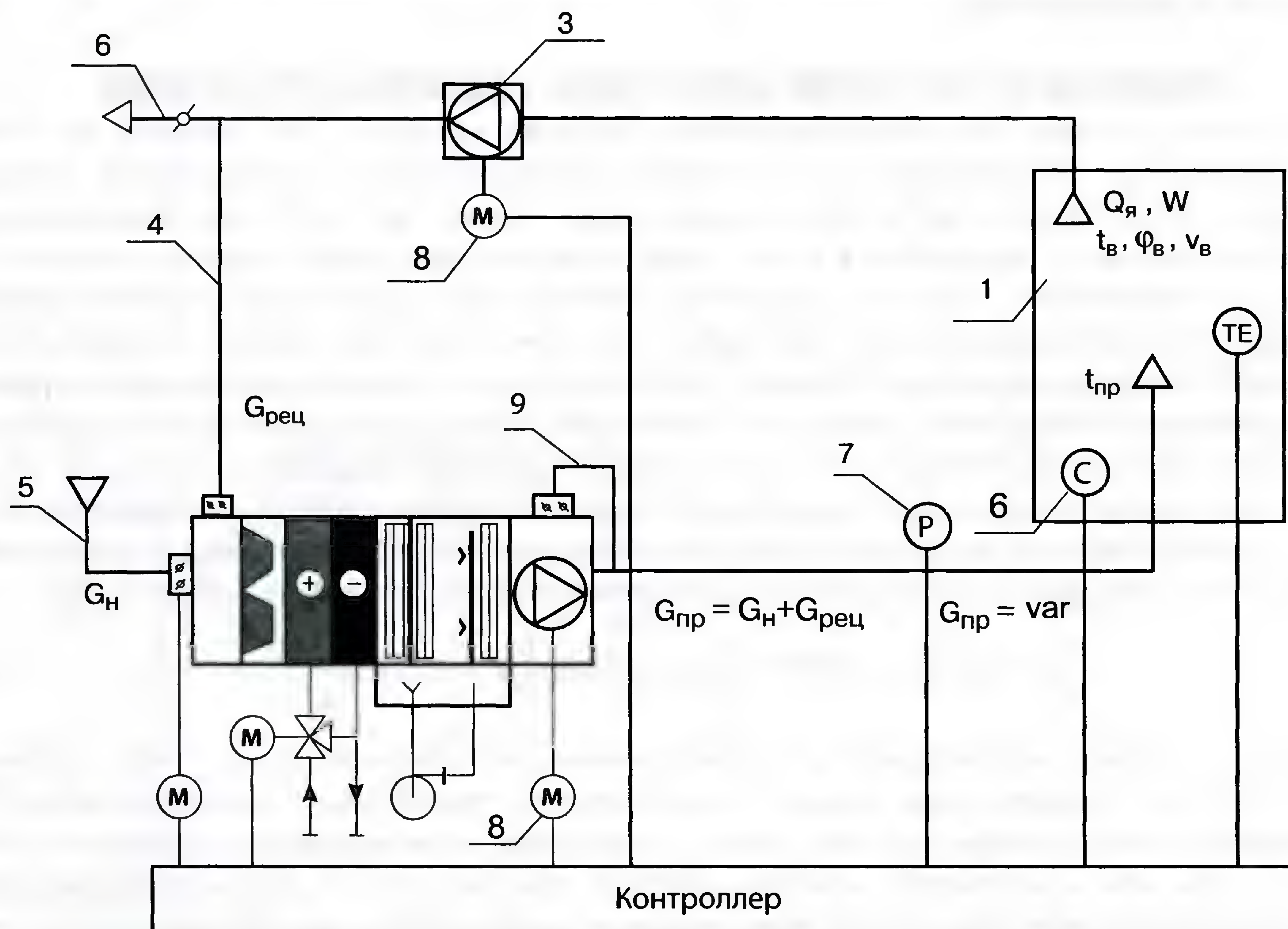


Рисунок 6.3. Схема однозональной СКВ с первой рециркуляцией и переменным расходом приточного воздуха:

1 — помещение; 2 — центральный кондиционер; 3 — вытяжной вентилятор; 4 — рециркуляционный воздуховод; 5 — воздухозабор; 6 — датчик концентрации CO_2; 7 — датчик статического давления; 8 — электропривод вентилятора с переменным числом оборотов; 9 — байпас

Основной недостаток системы связан с техническими ограничениями по сокращению ее производительности. Количество воздуха, подаваемого в помещение, можно уменьшать не более чем на 50% от расчетного из-за ограничений по глубине регулирования вентиляторов. При проектировании таких систем необходимо обеспечить стабильную работу воздухораспределителей в помещениях и устойчивую циркуляцию воздуха во всем объеме помещения. От выбора типа воздухораспределителя зависит возможное максимальное сокращение количества приточного воздуха, вводимого в помещение. Для основных типов воздухораспределителей такое сокращение не может превышать 20–30% от максимальной производительности. Следует отдавать предпочтение воздухораспределителям с высокими значениями коэффициента эжекции (затухание по скорости и температуре), использовать эффект эжекции при распределении приточного воздуха через обычные типы воздухораспределителей. Работа воздухоохладителей, воздухонагревателей, оросительных камер еще недостаточно изучена в условиях переменного расхода воздуха. Возможна неустойчивая работа при значительном сокращении расхода воздуха, вплоть до аварийных ситуаций.

Центральные многозональные системы

Центральные многозональные системы кондиционирования воздуха (СКВ) — более экономичные по сравнению с отдельными системами для каждой зоны или каждого помещения, но обеспечивают точное поддержание только одного из параметров, чаще температуры, в ущерб другому (относительная влажность), как при отдельных однозональных СКВ для каждого помещения. Применяются при переменных нагрузках в обслуживаемых помещениях здания многокомнатной планировки или в отдельных зонах помещения большого объема, а также при разных требованиях к параметрам микроклимата.

В процессе развития техники кондиционирования воздуха сложились следующие основные типы многозональных СКВ:
— системы с зональными поверхностными теплообменниками (температурными доводчиками);
— система с местными рециркуляционными вентиляторами;
— системы с переменным расходом приточного воздуха;
— двухканальные системы;
— водовоздушные системы с эжекционными доводчиками;
— водовоздушные системы с вентиляторными доводчиками.

В настоящее время сложно дать строгую классификацию многозональных систем из-за использования в современных системах кондиционирования воздуха принципов не одной, а сразу нескольких из перечисленных типов систем, а также технических устройств, реализующих эти принципы. Примером могут служить двухканальные системы с переменным расходом воздуха, системы с переменным расходом воздуха с вентиляторными или индукционными терминалами, внутри которых находятся поверхностные теплообменники (температурные доводчики).

Центральная система кондиционирования воздуха с зональными поверхностными теплообменниками (температурными доводчиками)

Система применяется для помещений с высокими нагрузками по скрытой теплоте, для реконструируемых зданий с существующими системами водяного отопления, для новых зданий, в которых на первом этапе предполагается осуществлять только отопление и вентиляцию, а охлаждение — в более поздние сроки посредством добавления воздухоохладителя в центральную установку. Наибольшее распространение получила, например, для музеев и картинных галерей.

Наружный воздух, обработанный в центральном кондиционере, поступает в отдельные помещения (зоны), проходя через температурные доводчики $Д_1$, $Д_2$ и $Д_3$, в которых установлены поверхностные теплообменники, предназначенные для нагревания или охлаждения приточного воздуха (рисунок 6.4). На обратных трубопроводах теплоносителя установлены регулирующие клапаны, исполнительный механизм которых срабатывает по сигналу датчика температуры воздуха в помещении. Воздухонагреватели температурных доводчиков выполняют функцию отдельных для каждого помещения воздухонагревателей второго подогрева после обработки воздуха в центральном кондиционере. Эта система применяется при значительном количестве скрытой теплоты в помещениях, когда невозможно обойтись без второго подогрева. Работа температурных доводчиков на охлаждение может применяться только при отсутствии аппарата охлаждения воздуха в центральной системе, что нецелесообразно, так как связано с большими затратами холода на обработку воздуха, в исключительных случаях — при реконструкции системы. Применение зональных воздухоохладителей после центрального кондиционера с аппаратом охлаждения и воздухонагревателем второго подогрева сопряжено с дополнительными затратами энергии, так как связано с реализацией противоположных процессов обработки воздуха — «центральное охлаждение

и центральное нагревание — местное охлаждение» — и приводит к значительному перерасходу холода и теплоты.

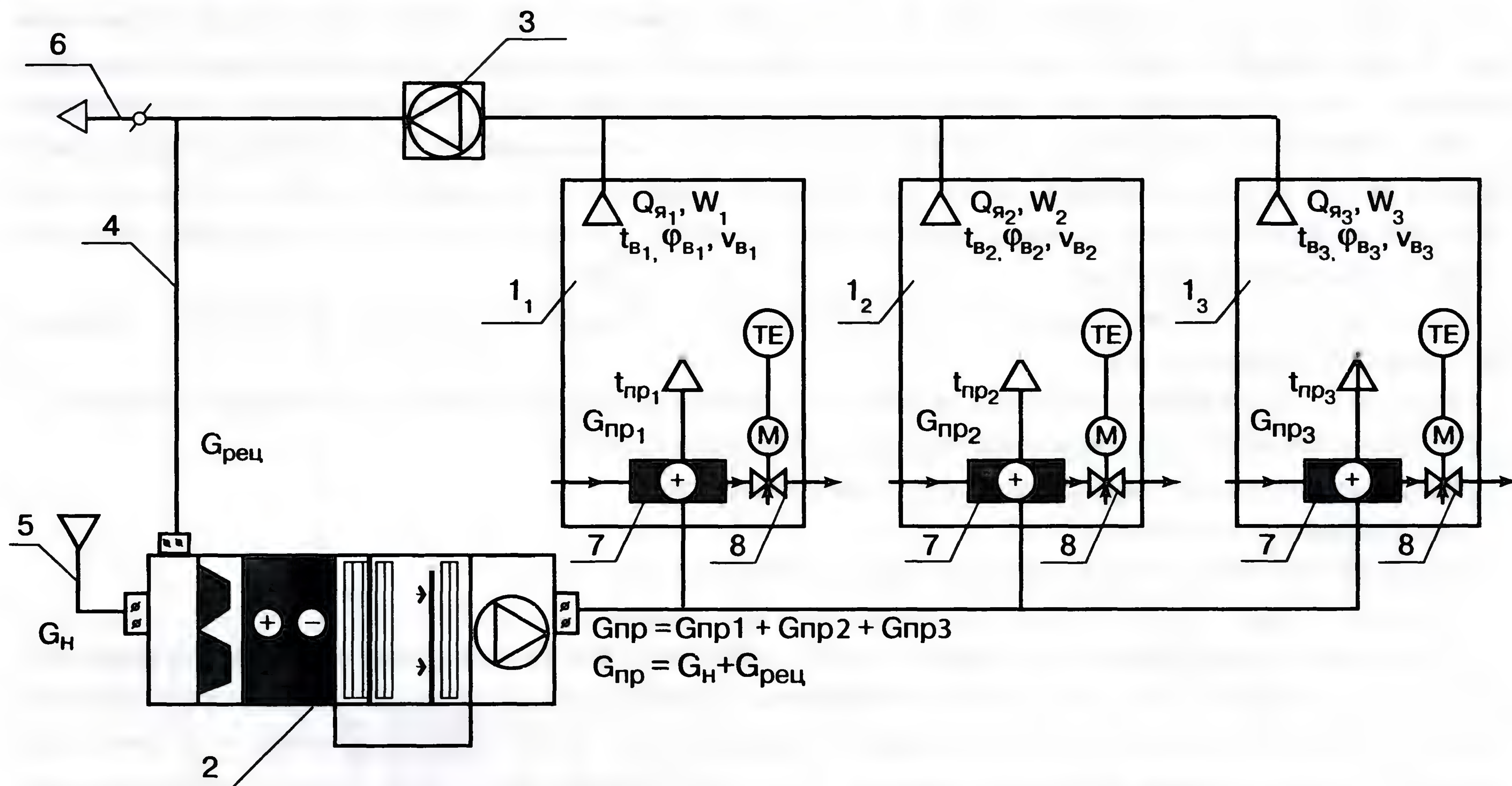


Рисунок 6.4. Схема центральной многозональной системы кондиционирования воздуха с зональными подогревателями:

1_1, 1_2, 1_3 — помещения; 2 — центральный кондиционер; 3 — вытяжной вентилятор; 4 — циркуляционный воздуховод; 5 — воздухозабор; 6 — вытяжной воздуховод; 7 — температурный доводчик; 8 — регулирующий клапан

Центральная СКВ с зональными поверхностными теплообменниками может работать полностью на наружном воздухе или с рециркуляцией.

Производительность центральной СКВ определяется суммированием расхода приточного воздуха, определенного для каждого помещения здания на ассимиляцию избытков теплоты или влаги.

Если в каждом помещении необходимо поддерживать заданное значение температуры и относительной влажности воздуха, расход и температуру приточного воздуха определяют следующим образом. Определяют расход приточного воздуха G_{n1}, кг/час, в помещении с наибольшим значением полного количества теплоты из уравнения теплового баланса помещения при максимально возможном значении рабочей разности температур:

$$G_{n1} = \frac{3{,}6 Q_{я1}^{изб}}{c_в k_t (t_в - t_n)}, \tag{6.2}$$

где $Q_{я1}^{изб}$ — избыточное явное количество теплоты в выбранном помещении, Вт;

$t_в$ — температура воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне помещения, °C;

t_n — температура воздуха, подаваемого в помещение, °C;

$c_в$ — теплоемкость воздуха, кДж/кг·К;

k_t — коэффициент воздухообмена по теплоте (см. Главы 3 и 4).

Для этого помещения определяют разность влагосодержания Δd, г/час, внутреннего и приточного воздуха:

$$\Delta d = \frac{W_1}{G_{n1}}, \qquad (6.3)$$

где W_1 — влаговыделения в помещении, г/час.

Влагосодержание приточного воздуха d_n будет равно, г/кг:

$$d_n = d_в - \Delta d. \qquad (6.4)$$

Это значение принимается для всех помещений здания. Расход приточного воздуха во всех помещениях здания, за исключением ориентированного на центральную СКВ, вычисляют на ассимиляцию влагопоступлений в конкретном помещении:

$$G_{ni} = \frac{W_i}{\Delta d} \qquad (6.5)$$

и из уравнения теплового баланса для каждого помещения находят температуру приточного воздуха после соответствующего зонального воздухонагревателя:

$$t_{ni} = t_в - \frac{3{,}6Q_{яi}^{изб}}{c_в G_{ni}}. \qquad (6.6)$$

На рисунках 6.5 и 6.6 изображены процессы обработки воздуха на i – d диаграмме в центральной системе кондиционирования воздуха, обслуживающей три помещения, с первой рециркуляцией и зональными воздухонагревателями. При большем количестве зон или помещений число лучей процессов изменения состояния воздуха в отдельных зонах будет, соответственно, больше. Датчики температуры воздуха в помещении настроены на одно и то же значение температуры. Построение на рисунке 6.5 соответствует случаю, когда в расчетном режиме относительная влажность в каждом помещении принимается на одном и том же уровне, а на рисунке 6.6 — изменяется от минимального до максимального значения.

На рисунке 6.5 точка B^m определяет состояние внутреннего воздуха во всех помещениях в теплый период года, точка B' — рециркуляционного воздуха при входе его в смесительную камеру центрального кондиционера. В смесительной камере этот воздух смешивается с наружным и приобретает состояние смеси, определяемое точкой C^m. Смесь охлаждается и осушается до влагосодержания d_n в поверхностном воздухоохладителе или оросительной камере, и ее конечное состояние характеризует точка O.

Через точку B^m проходят лучи изменения состояния воздуха в трех помещениях с соответствующими значениями угловых коэффициентов процесса ε_1^m, ε_2^m и ε_3^m. На пересечении этих линий с линией постоянного влагосодержания $d_n = const$ находятся точки, характеризующие состояние приточного воздуха $П_1$, $П_2$ и $П_3$ в теплое время года. Отрезки $ОП_1^m$, $ОП_2^m$ и $ОП_3^m$ определяют процессы нагревания воздуха в зональных воздухонагревателях (второй подогрев) каждого помещения.

Процессы изменения состояния воздуха в холодный период года отличаются положением точек состояния воздуха и направлением изменения состояния воздуха в помещениях. Точка B^x определяет состояние внутреннего воздуха во всех помещениях в холодный период года, и одновременно рециркуляционного воздуха. Наружный воздух (точка H^x) смешивается с рециркуляционным, смесь (точка C^x) увлажняется и охлаждается в блоке адиабатного увлажнения до состояния точки O^x. Положение точек, характеризующих состояние приточного воздуха в холодный период года, определяются аналогично, как для теплого периода, так же, как и процессы нагревания воздуха в зональных воздухонагревателях.

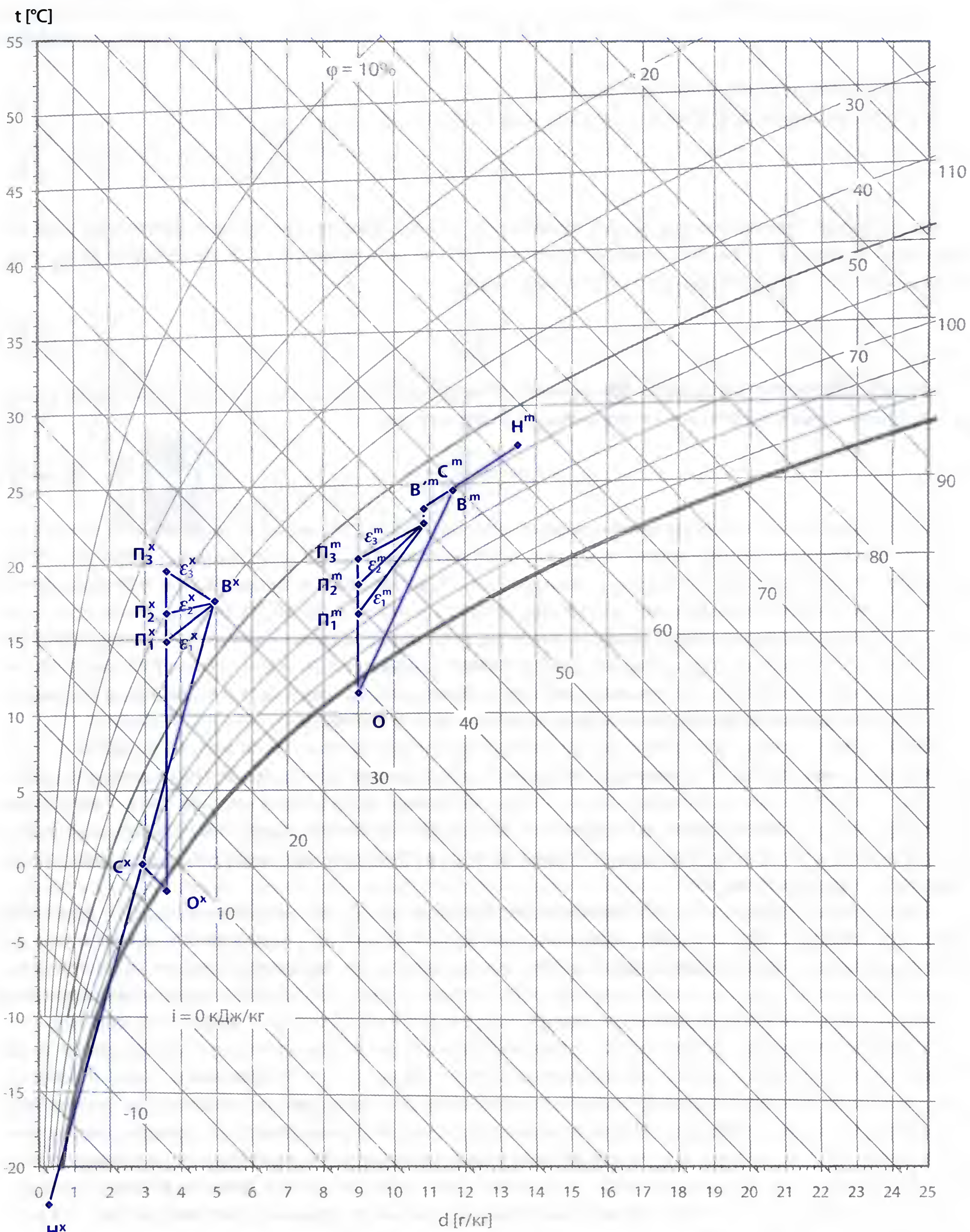


Рисунок 6.5. Процессы обработки воздуха на i - d диаграмме в центральной СКВ с зональными подогревателями (относительная влажность воздуха во всех помещениях одинаковая)

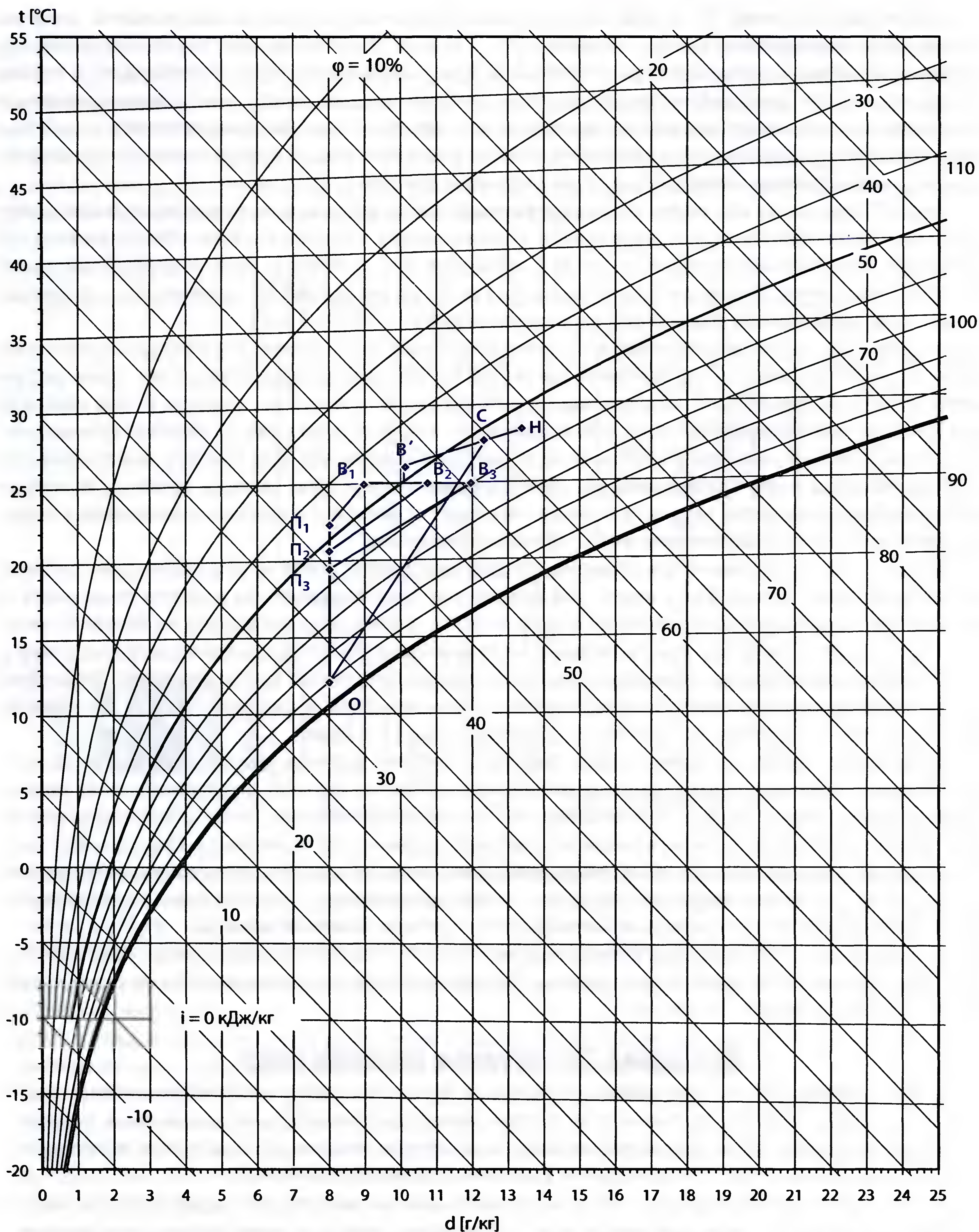


Рисунок 6.6. Процессы обработки воздуха на i - d диаграмме в центральной СКВ с зональными подогревателями (относительная влажность воздуха отлична во всех помещениях)

На рисунке 6.6 точки B_1, B_2 и B_3 соответствуют заданным состояниям внутреннего воздуха в отдельных помещениях (зонах), а линии $П_1B_1$, $П_2B_2$, $П_3B_3$ — лучи процессов изменения состояния приточного воздуха в этих помещениях. Положение точки *O*, а следовательно, и линию $d_o = d_{nl} = d_{n2} = \mathrm{d}_{n3} = \mathrm{const}$, выбирают так, чтобы в помещении с максимальными влаговыделениями относительная влажность воздуха не превышала максимальное значение, например 60%, и рабочие перепады температуры во всех помещениях не были выше значений, рекомендуемых для принятого способа распределения воздуха и типа воздухораспределителя.

Точка *B'* определяет состояние смеси рециркуляционного воздуха из всех помещений при входе его в смесительную камеру центрального кондиционера. Поскольку схема обработки воздуха принята с первой рециркуляцией, то точка С характеризует состояние смеси рециркуляционного воздуха с наружным. В этом состоянии смесь поступает в блок адиабатного увлажнения, на выходе из которого приобретает параметры, характеризуемые точкой *O*.

В зональных воздухонагревателях воздух нагревается до необходимой температуры приточного воздуха, значение которой определяется нагрузкой на СКВ для данного помещения. Температура воздуха внутри помещения поддерживается автоматически с помощью клапана 8 (рисунок 6.4) на обратном трубопроводе теплоносителя зонального воздухонагревателя 7 с исполнительным механизмом, который соединен с датчиком температуры в помещении. Для каждого помещения может задаваться и точно поддерживаться свое значение температуры воздуха, при этом величина относительной влажности воздуха в помещениях будет определяется влагопоступлениями в помещении и не сможет поддерживаться на точно заданном уровне.

В СКВ с температурными доводчиками расход приточного воздуха на ассимиляцию полных теплопоступлений всегда будет выше, чем минимально необходимый для каждого помещения и для здания в целом, а следовательно, и затраты теплоты, холода, электроэнергии на обработку воздуха будут велики. Кроме того, на охлаждение всего приточного воздуха, а затем на нагревание части его до необходимой температуры затрачивается излишнее количество холода и теплоты. Возможно сокращение производительности центральной системы кондиционирования воздуха в холодный период, но при этом не удается довести ее до минимальных значений.

Применение систем с рециркуляцией воздуха позволяет снизить расходы холода и теплоты на обработку воздуха в центральной системе. В многоэтажных зданиях централизованная рециркуляция трудноосуществима и нецелесообразна. Возможно применение систем с поэтажными или, для группы помещений, рециркуляционными воздуховодами и вентиляторами. Центральные многозональные двухвентиляторные системы экономичнее рециркуляционных систем, работающих с постоянным расходом наружного воздуха, так как обеспечивают максимальное использование наружного воздуха для охлаждения в переходный и частично в зимний период.

В центральных системах с зональными воздухонагревателями неизбежны повышенные технологические показатели за годовой цикл работы СКВ (расходы теплоты, холода, воды на увлажнение) по сравнению с другими системами.

Многозональная СКВ с переменным количеством воздуха

Многозональная СКВ с переменным расходом воздуха применяется в зданиях с многокомнатной планировкой и многозональных помещениях преимущественно для их охлаждения. Хотя современные системы VAV за счет использования многофункциональных терминалов, включающих воздухонагреватели, могут обеспечивать и функцию отопления помещений.

Приточный воздух обрабатывается в центральном кондиционере так, что параметры воздуха, выходящего из центрального кондиционера и поступающего в отдельные помещения (зоны), одинаковы (рисунок 6.7). Поддержание температуры воздуха в помещении обеспечивается изменением количества воздуха, подаваемого в отдельные помещения (зоны). Для этого каждое помещение (зона) оснащены специальным терминалом, основной элемент которого — воздушный регулирующий

клапан 5, плавно изменяющий расход приточного воздуха в зависимости от отклонения температуры воздуха в помещении от заданного значения. При уменьшении количества теплоты, поступающей в помещение, сокращается подача в него воздуха. Регуляторы избыточного давления воздуха 8, установленные в помещениях, должны сократить производительность вытяжных вентиляторов, чтобы сохранить в помещениях необходимое там повышенное давление, особенно при снижении расхода наружного воздуха в связи с уменьшением теплопоступлений. Расход приточного воздуха в такой системе всегда выше минимально необходимого расхода наружного воздуха, поэтому чаще всего эти системы предусматривают рециркуляцию воздуха.

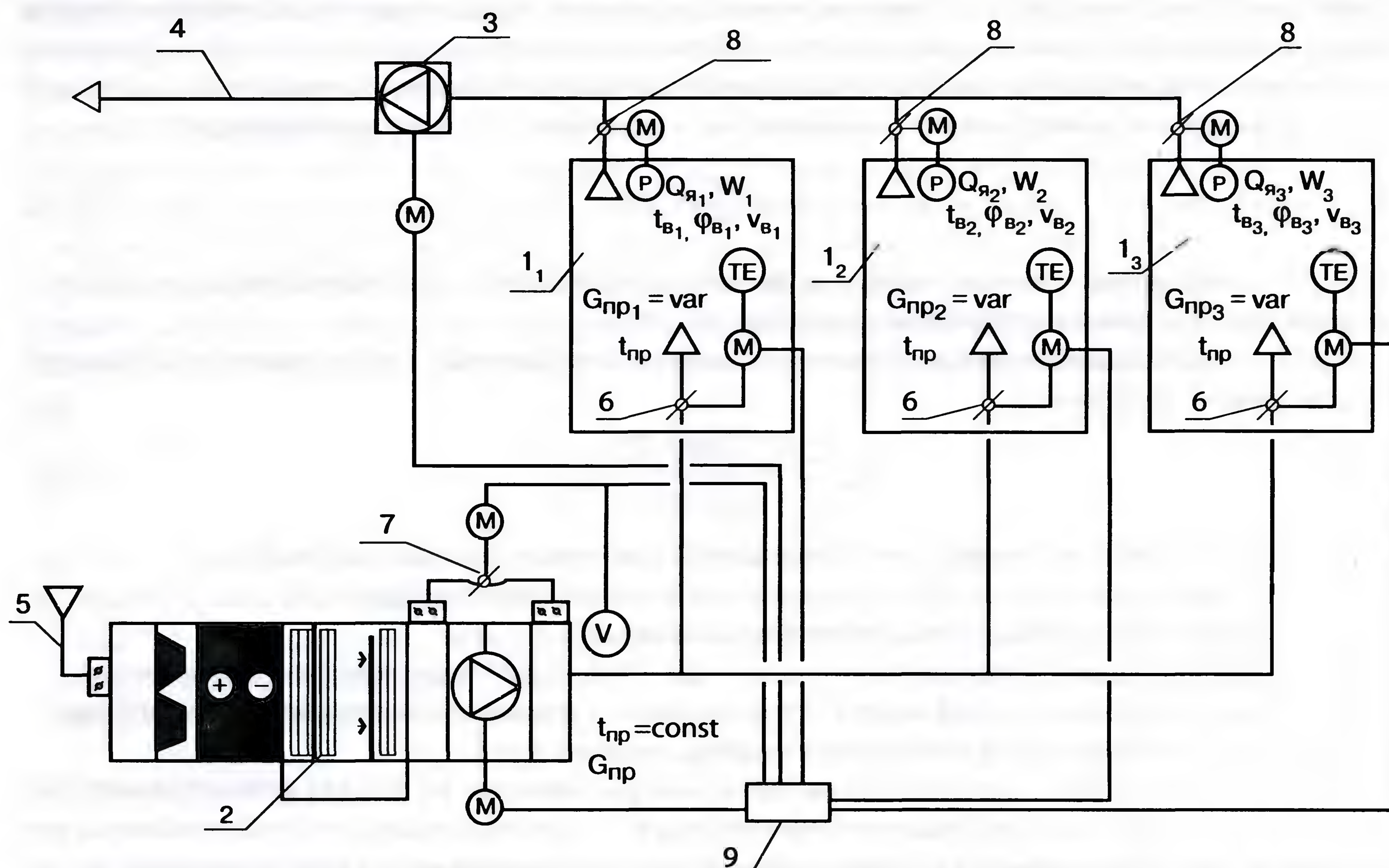


Рисунок 6.7. Многозональная схема системы кондиционирования воздуха с зональным расходом:

1_1, 1_2, 1_3 — помещения; 2 — центральный кондиционер; 3 — вытяжной вентилятор; 4 — вытяжной воздуховод; 5 — воздухозабор; 6 — регулирующий клапан на приточном воздуховоде с исполнительным механизмом и датчиком температуры; 7 — клапан на обводной линии вентилятора; 8 — клапан избыточного давления; 9 — контроллер

Система надежно работает при качественном и надежном управлении (блок управления 9). Функции управления:

— связь с каждым зональным регулирующим воздушным клапаном для определения требуемого расхода воздуха и передачи данных о текущем состоянии системы;
— выбор рабочего режима в зависимости от нагрузки, управление вентилятором, аппаратами обработки воздуха для охлаждения и нагревания;
— управление обводным воздушным клапаном в соответствии со скоростным (датчик скорости) и статическим давлением в воздуховодах;
— контроль и регулирование расхода наружного воздуха.

Многозональные системы с переменным расходом воздуха могут работать с постоянным или переменным числом оборотов рабочего колеса вентилятора. В системе с постоянным числом оборотов осуществляется перепуск воздуха из приточного воздуховода в рециркуляционный, при этом общая производительность системы и вентилятора мало изменяются, поэтому потребление элек-

троэнергии вентилятором снижается незначительно, только за счет дросселирования вентиляционной сети. В системе предусмотрен клапан на обводной линии 7, который рассчитывается на пропуск 80% номинальной подачи вентилятора за вычетом суммы минимальных расходов наружного воздуха для каждой зоны, определяемых по санитарной норме. В системе с переменным числом оборотов рабочего колеса вентилятора производительность приточных и вытяжных вентиляторов и потребляемая мощность уменьшаются. Эта система в энергетическом отношении более эффективна по сравнению с системами, где установлен вентилятор с неизменным числом оборотов.

При несовпадении максимумов нагрузки помещений или отдельных зон расчетная производительность системы по воздуху, а соответственно, расчетные, определяющие для подбора оборудования расходы теплоты, холода, воды могут быть ниже, чем определенные простым суммированием для отдельных помещений и зон. Расчетная производительность системы по воздуху G_n, кг/час, определяется с учетом коэффициента неравномерности теплопоступлений в помещениях:

$$G_n = a_{mn}\sum G_{ni}^{макс}, \qquad (6.7)$$

где a_{mn} — коэффициент, учитывающий неравномерность теплопоступлений в помещения, обслуживаемые системой с переменным расходом воздуха;

$G_{ni}^{макс}$ — максимальный расход приточного воздуха, подаваемого в i-тое помещение, кг/час, определяемый по формуле:

$$G_{in}^{макс} = \frac{3{,}6Q_{яi}^{макс}}{c_в k_t (t_в - t_n)}, \qquad (6.8)$$

где $Q_{яi}^{макс}$ — максимальное избыточное явное количество теплоты в помещении, Вт;

$t_в$ — температура воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне помещения, °C;

t_n — температура воздуха, подаваемого в помещение, °C;

k_t — коэффициент воздухообмена по теплоте (см. Главы 3 и 4); в системе с переменным расходом подается охлажденный воздух турбулентными струями, настилающимися на потолок, обеспечивается полное перемешивание воздуха, поэтому $k_t = 1$.

Особенностью систем с переменным расходом воздуха является то, что для каждого помещения определяются два значения расхода приточного воздуха — при максимальных и минимальных теплопоступлениях. Минимальный расход приточного воздуха, подаваемого в i-тое помещение, кг/час, определяется по аналогичной формуле 6.8, в которую подставляется значение минимального избыточного явного количества теплоты в помещении $Q_{яi}^{мин}$, Вт.

Минимально необходимое количество наружного воздуха для каждого помещения определяется с учетом неравномерности заполнения его людьми:

$$G_{яi}^{мин} = \rho_в a_л N_{макс} m_i, \qquad (6.9)$$

где $\rho_в$ — плотность воздуха, кг/м^3;

$a_л$ — коэффициент, учитывающий неравномерность заполнения помещений людьми, часто принимают значение 1;

$N_{макс}$ — максимальное число людей (посетителей);

m_i — нормируемый удельный расход приточного воздуха на 1 чел., м^3/ч.

Минимально необходимое количество наружного воздуха может быть определено при среднем количестве людей в помещении. Общий минимально необходимый расход наружного воздуха $G_н^{мин}$, кг/час, определяют суммированием полученных значений для каждого помещения:

$$G_н^{мин} = \Sigma G_{нi}^{мин}. \qquad (6.10)$$

Общий расход наружного воздуха в системе с переменным расходом воздуха всегда больше, чем минимально необходимый. Объясняется это тем, что наружный воздух смешивается в смесительной камере центрального кондиционера с рециркуляционным воздухом в определенном соотношении, и доля наружного воздуха в приточном воздухе, поступающем в каждое помещения, одинакова для всех помещений. В то же время в каждое помещение необходимо обеспечить подачу наружного чистого воздуха в определенном количестве согласно норме, как при максимальной нагрузке, так и в процессе регулирования расхода приточного воздуха, и эта норма при неизменном количестве людей в помещении остается постоянной. Всегда есть помещение, где требуется максимальное количество наружного воздуха при минимальной тепловой нагрузке и, соответственно, минимальном расходе приточного воздуха. В качестве определяющего выбирается помещение, для которого доля наружного воздуха в минимальном количестве приточного воздуха будет максимальна. В этом помещении расход наружного воздуха будет соответствовать норме при минимальной нагрузке, в остальных помещениях расход наружного воздуха будет больше нормы и концентрация запахов или углекислого газа в удаляемом воздухе будет ниже, чем предельно допустимая, поэтому при смешении этой части воздуха с наружным потребуется меньшее его количество.

В стандарте ASHRAE 62.1-2004 [86] приводится формула для расчета суммарного расхода наружного воздуха для нескольких помещений, обслуживаемых общей системой кондиционирования с переменным расходом воздуха. С учетом используемых нами обозначений эта формула имеет вид:

$$\sum G_{нi} = \frac{\sum G_{нi}^{мин}}{(1 + z_{ср} - z_{макс})}, \qquad (6.11)$$

где $\Sigma G_{нi}$ — суммарный расход наружного воздуха в системе кондиционирования воздуха с переменным расходом воздуха, кг/час;

$\Sigma G_{нi}^{мин}$ — суммарный минимальный расход наружного воздуха, определяемый по формуле 6.10;

$z_{ср}$ — средняя доля наружного воздуха в общем количестве приточного воздуха при максимальной нагрузке:

$$z_{ср} = \frac{G_{н}^{мин}}{G_{п}}; \qquad (6.12)$$

$z_{макс}$ — максимальная доля наружного воздуха в минимальном количестве приточного воздуха для определяющего помещения.

Для определения $z_{макс}$ находят значение доли минимального расхода наружного воздуха в минимальном количестве приточного воздуха для каждого помещения как:

$$z_{i} = \frac{G_{нi}^{мин}}{G_{пi}^{мин}} \qquad (6.13)$$

и выбирают максимальное значение:

$$z_{макс} = \{z_1, z_2 \ldots z_i\}. \qquad (6.14)$$

Пусть имеются три помещения, для которых необходимо определить общий расход наружного воздуха при максимальной нагрузке. Понижающий коэффициент, учитывающий не одновременность теплопоступлений, равен 0,8. Исходные данные и результаты расчета приведены в таблице 6.1 для расчетных условий.

Таким образом, общий расход наружного воздуха в приточном воздухе больше, чем минимально необходимый для систем с переменным расходом воздуха, что, соответственно, увеличивает расход холода на обработку воздуха. Расход наружного воздуха необходимо поддерживать на посто-

янном уровне или изменять в соответствии с потребностью во всем диапазоне изменения нагрузки на СКВ. Это осуществляется с помощью воздушного регулирующего клапана в смесительном блоке центрального кондиционера. Настройка воздушного регулирующего клапана на минимально необходимый расход наружного воздуха ошибочна, так как это приводит к недостаточному снабжению помещений чистым воздухом, как при максимальных теплопоступлениях, так и при их снижении. Клапан можно настраивать на общий расход наружного воздуха, в нашем примере — это постоянная величина 1770 кг/час, независимо от изменяющейся нагрузки.

Таблица 6.1. Требуемый расход наружного воздуха

	Помещение 1	Помещение 2	Помещение 3	Система
Расчетный расход приточного воздуха, $G_{пi}^{макс}$, кг/час	1000	800	1200	3000
Минимальный расход наружного воздуха, $G_{нi}^{мин}$, кг/час	360	216	504	1080
Минимальный расход приточного воздуха, $G_{пi}^{мин}$, кг/час	500	400	600	1500
Общий расход приточного воздуха, $G_п$, кг/час	$3000 \times 0,8 = 2400$			
Z_i	0,72	0,54	0,84	
$Z_{макс}$				0,84
$Z_{ср}$				0,45
Общий расход наружного воздуха $\sum G_{нi}$, кг/час	$\sum G_{нi} = \dfrac{1080}{(1+0,45-0,84)} = 1770,$			
Фактический расход наружного воздуха, $G_{нi}$, кг/час	590	472	708	1770

Однако требуемое количество наружного воздуха, поступающего в каждое помещение, и общее количество наружного воздуха уменьшается при изменении расхода приточного воздуха для поддержания заданной температуры воздуха в помещении в связи со снижением теплопоступлений. Это наглядно демонстрирует пример в таблице 6.2 для тех же помещений, но при уменьшении теплопоступлений и, соответственно, расхода приточного воздуха.

Таким образом, расход наружного воздуха можно уменьшать в соответствии с изменяющимися условиями, но это требует проведения вычислительной процедуры на каждом шаге регулирования. Использование цифровой системы прямого регулирования (DDC) позволяет подбирать общий расход наружного воздуха на основе текущих требований для каждой зоны. Вычислительные процедуры, основанные на использовании зависимости 6.11, выполняет контроллер. На основе рассогласования сигнала о текущем значении расхода наружного воздуха и требуемого значения, определенного контроллером, вырабатывается управляющий сигнал на воздушный регулирующий клапан. Такой способ обеспечивает наиболее точное регулирование расхода наружного воздуха, что способствует снижению эксплуатационных затрат, но требует более дорогую систему автоматического регулирования с использованием программируемого микропроцессора, а также средства для измерения и контроля расхода наружного воздуха.

Для регулирования системы вентиляции с переменным расходом воздуха необходимо постоянное измерение расхода наружного воздуха. Косвенные способы измерений (отслеживание режима работы вентилятора, использование термоанемометров) не могут обеспечить заданную точность регулирования (10%). Установки для прямого измерения поля скоростей в воздушных потоках дают необходимую точность, но их стоимость высока из-за необходимости монтажа и калибровки на месте, так как они требуют достаточно длинные прямые участки воздуховодов. Используют мерные сопла, если геометрия смесительной камеры позволяет производить точное измерение статического давления. В последнее время измерители расхода в приточных камерах заводского изготовления, основанные на замерах перепада статического давления, позволяют производить из-

мерения даже при очень небольших скоростях движения потока. Для их установки не требуются длинные прямые участки, достаточно очень небольшого перепада статического давления, при этом точность измерения не зависит от температуры воздуха. Современные датчики давления позволяют осуществлять измерения расходов с погрешностью менее 10% от фактического значения во всем диапазоне изменения расходов наружного воздуха (от 100% — при расчетной нагрузке на систему до 5% — при частичной нагрузке).

Таблица 6.2. Требуемый расход наружного воздуха в зависимости от изменения расхода приточного воздуха

	Помещение 1	Помещение 2	Помещение 3	Система
	Нагрузка на СКВ 80% от расчетной			
Расход приточного воздуха, $G_{пi}^{макс}$, кг/час	600	500	820	1920
Минимальный расход наружного воздуха, $G_{Hi}^{мин}$, кг/час	360	216	504	1080
$z_{макс}$				0,84
$z_{ср}$				0,56
Общий расход наружного воздуха, $\sum G_{Hi}$, кг/час	$\sum G_{Hi} = \dfrac{1080}{(1+0{,}56-0{,}84)} = 1500$			
Фактический расход наружного воздуха, G_{Hi}, кг/час	470	390	640	1500
	Нагрузка на СКВ 50% от расчетной			
Расход приточного воздуха, $G_{пi}^{макс}$, кг/час	500	400	600	1500
Минимальный расход наружного воздуха, $G_{Hi}^{мин}$, кг/час	360	216	504	1080
$z_{макс}$				0,84
$z_{ср}$				0,72
Общий расход наружного воздуха $\sum G_{Hi}$, кг/час	$\sum G_{Hi} = \dfrac{1080}{(1+0{,}72-0{,}84)} = 1227$			
Фактический расход наружного воздуха, G_{Hi}, кг/час	409	327	491	1227

На i – d диаграмме (рисунок 6.8) изображены процессы обработки воздуха в теплый период года в многозональной центральной системе кондиционирования воздуха с переменным количеством приточного воздуха с первой рециркуляцией, которая обслуживает три помещения.

Точка B_3 определяет состояние внутреннего воздуха в помещении с минимальным значением углового коэффициента процесса ε_3^m в теплый период года; для построения этой точки принимают заданное значение температуры внутреннего воздуха и близкое к максимальному значение относительной влажности воздуха, например, $\varphi_в = 55\%$. На пересечении луча процесса ε_3^m с изотермой приточного воздуха получают точку *П*, определяющую параметры приточного воздуха, подаваемого во все помещения. Через точку *П* проходят лучи изменения состояния воздуха в трех помещениях с соответствующими значениями угловых коэффициентов процесса ε_1^m, ε_2^m и ε_3^m, на пересечении которых с изотермой внутреннего воздуха находятся точки B_1, B_2 и B_3, характеризующие состояние воздуха в соответствующих помещениях. Точка *В'* характеризует состояние смеси потоков рециркуляционного воздуха из всех помещений по пути движения при входе в смесительную камеру центрального кондиционера с учетом ее нагревания в воздуховодах. В смесительной камере рециркуляционный воздух смешивается с наружным и приобретает состояние, определяемое точкой *С*. Смесь охлаждается и осушается до влагосодержания приточного воздуха $d_п$ в поверхностном воздухоохладителе или оросительной камере. Конечное состояние воздуха определяется точкой *О*. Отрезок *ОП'* определяет процесс нагревания воздуха в воздухонагревателе второго подогрева центрального кондиционера, а отрезок *ПП'* — нагревание воздуха в вентиляторе и воздуховодах.

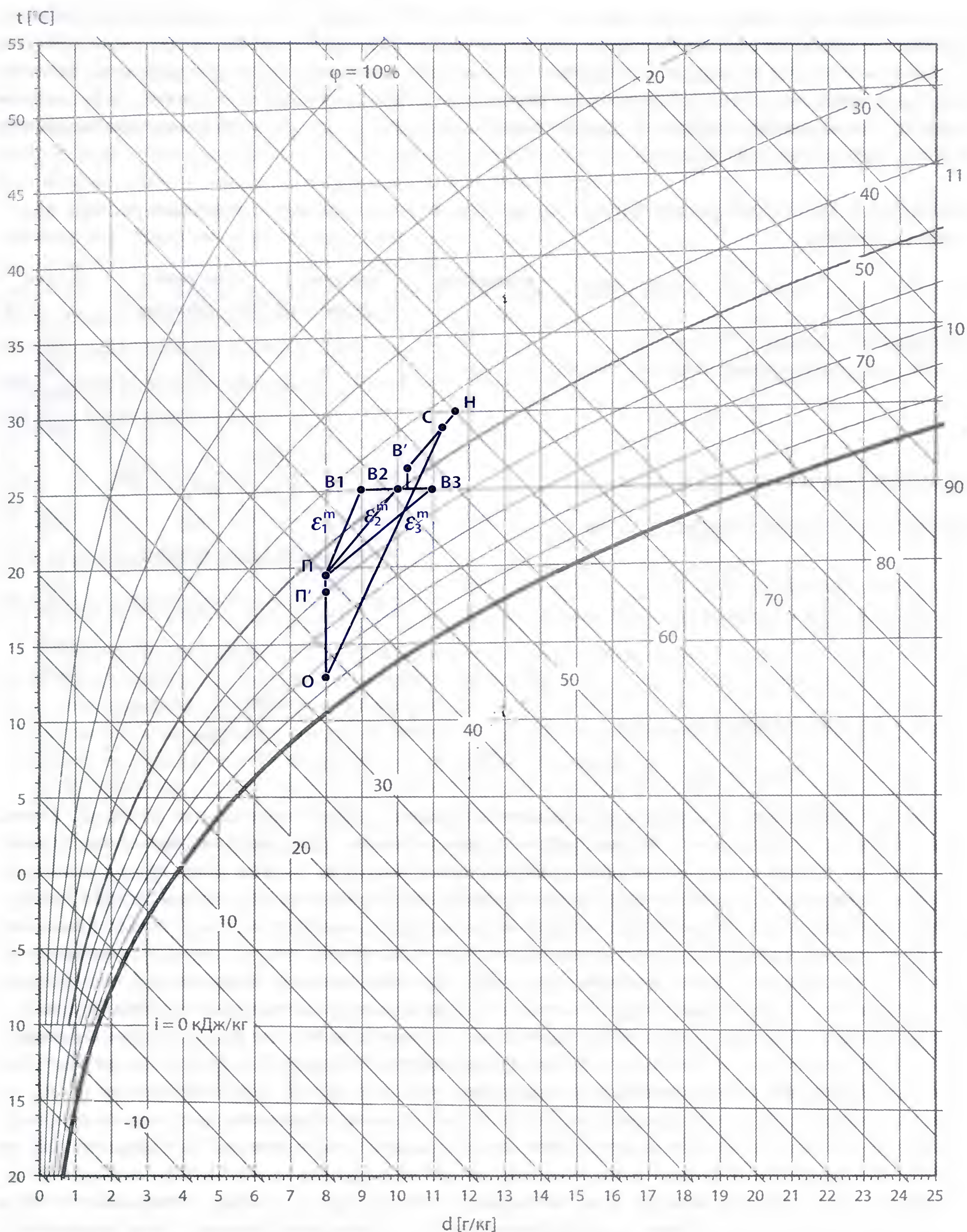


Рисунок 6.8. Процессы обработки воздуха в теплый период года в многозональной центральной системе кондиционирования воздуха с переменным количеством приточного воздуха с первой рециркуляцией

В системах с переменным расходом воздуха для ее совершенствования используют принцип работы многозональной системы с местными рециркуляционными вентиляторами. Смешение первичного воздуха от центральной установки с рециркуляционным воздухом помещения, во-первых, дает возможность подавать приточный воздух с достаточно низкой температурой и исключить воздухонагреватель второго подогрева в центральной установке СКВ, во-вторых, обеспечивает достаточную циркуляцию воздуха и комфортные условия в помещении при уменьшении расхода приточного (первичного) воздуха, когда снижается тепловая нагрузка, что дает возможность использовать обычные воздухораспределители. Возможны два типа терминалов с рециркуляционными вентиляторами. В первом (рисунок 6.9) приточный воздух из центральной системы смешивается с воздухом, забираемым из помещения на всасывающей стороне вентилятора, и подается им в помещение, сумма расходов первичного и вторичного воздуха в этом случае постоянна. Во втором (рисунок 6.10) воздух из помещения забирается рециркуляционным вентилятором и смешивается с первичным воздухом, расход рециркуляционного воздуха постоянный, а расход первичного воздуха и общий расход воздуха изменяются. В результате в помещения поступает воздух с более высокой температурой.

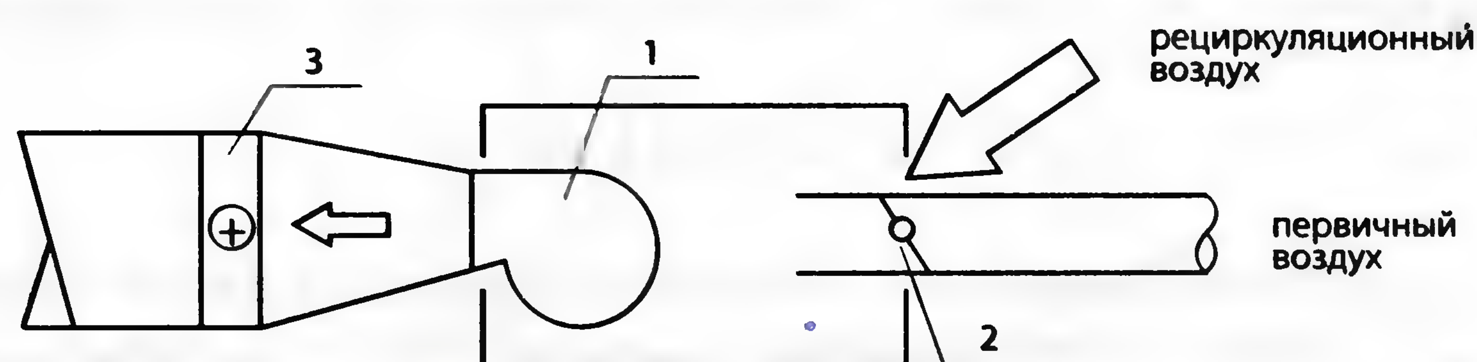


Рисунок 6.9. Схема терминала системы с переменным расходом первичного воздуха и постоянным расходом приточного воздуха:

1 — вентилятор; 2 — регулирующий клапан на первичном воздухе; 3 — воздухонагреватель

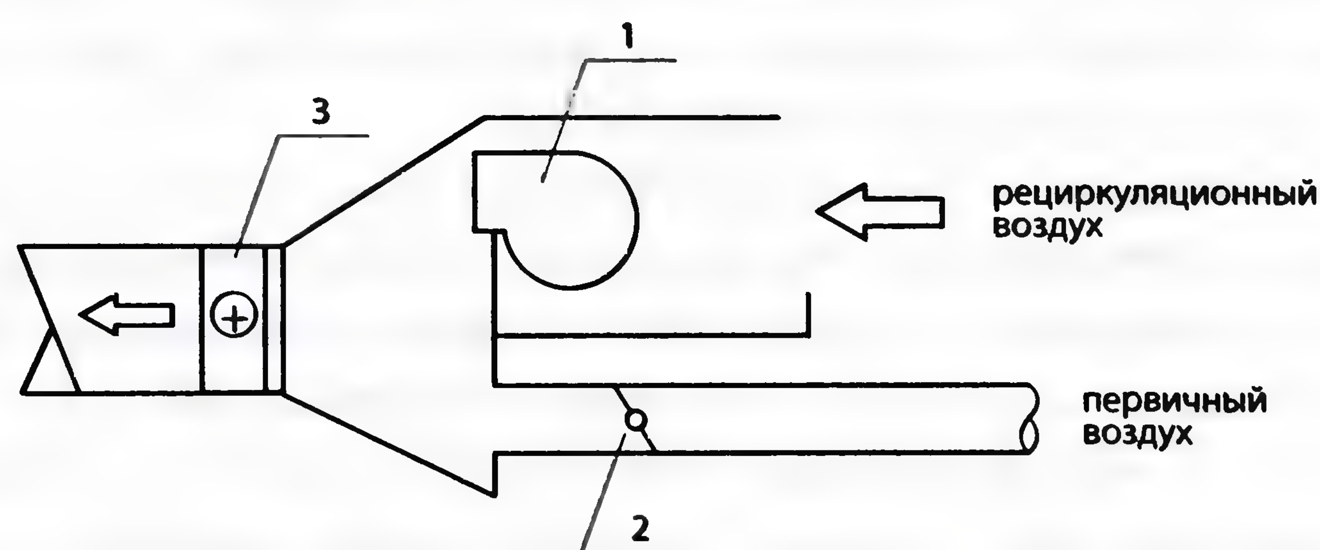


Рисунок 6.10. Система терминала системы с переменным расходом первичного воздуха и переменным расходом приточного воздуха:

1 — вентилятор; 2 — регулирующий клапан на первичном воздухе; 3 — воздухонагреватель

Для снижения уровня звуковой мощности и экономии энергии применяется принцип эжектирования потока рециркуляционного воздуха из помещения высокоскоростным потоком первичного воздуха. Этот принцип реализован в так называемых индукционных терминалах (рисунок 6.11). Статическое давление воздуха перед индукционным терминалом должно поддерживаться в пределах 150–200 Па, средняя скорость движения воздуха — 8-10 м/с, потери давления при этом составляют 30–50 Па. Таким образом, требуется система высокого давления.

На i - d диаграмме (рисунок 6.12) изображены процессы обработки воздуха в теплый период года в многозональной центральной СКВ с переменным количеством приточного воздуха с первой рециркуляцией и использованием вентиляторных или индукционных терминалов, обслуживающей три помещения.



Рисунок 6.11. Схема циркуляционного терминала системы с переменным расходом воздуха:
1 — сопло; 2 — канал рециркуляционного воздуха; 3 — отверстие для забора рециркуляционного воздуха; 4 — патрубок приточного воздуха; 5 — патрубок первичного воздуха

Точка $П_3$ характеризует также состояние смеси приточного воздуха, поступающего из центрального кондиционера (первичный воздух, точка *П*) и рециркуляционного из помещения 3 (вторичный воздух, точка $В_3$). Для построения точки *П* задают значение температуры приточного воздуха $t_п$ и определяют расход первичного воздуха $G_{п3}{}^п$ или по известному расходу первичного воздуха определяют его влагосодержание $d_п$ из уравнения баланса по влаге для смешиваемых потоков воздуха:

$$G_{п3}{}^{п}d_{п} + G_{рец3}d_{в3} = G_{п3}{}^{макс}d_{п3}. \qquad (6.16)$$

Через точку *П* проводят лучи изменения состояния воздуха в остальных помещениях с соответствующими значениями угловых коэффициентов процесса $\varepsilon_1{}^m$ и $\varepsilon_2{}^m$, на пересечении которых с изотермой внутреннего воздуха находят точки $В_1$ и $В_2$, характеризующие состояние воздуха в соответствующих помещениях. Аналогично, как для третьего помещения, определяют положение точек $П_1$ и $П_2$, а также расходы приточного и первичного воздуха в каждое помещение. Параметры приточного воздуха, поступающего в отдельные помещения, характеризуют точки $П_1$, $П_2$ и $П_3$, параметры первичного воздуха, поступающего в терминал от центральной системы, — точка *П*. Построение точек *В'*, *С*, *О*, *П'* аналогично построению на рисунке 6.8.

При работе СКВ с переменным расходом воздуха в режиме с частичной нагрузкой возможно переохлаждение отдельных помещений, так как параметры приточного воздуха остаются неизменными, а уменьшение расхода приточного воздуха имеет ограничения, которые обеспечивает регулятор расхода концевого устройства — терминала. В этом случае приточный воздух будет ассимилировать большее количество теплоты, чем необходимо, тепловлажностное отношение процесса изменения состояния воздуха в помещении будет уменьшаться так же, как температура воздуха в помещении, а относительная влажность воздуха — расти. Чтобы исключить переохлаждение, необходимо повысить температуру приточного воздуха при его минимальном расходе, что вызывает необходимость нагревания приточного воздуха. Для этого в терминалах устанавливают поверхностные воздухонагреватели. Они необходимы и в холодный период года для работы системы в режиме отопления, когда они выполняют функцию температурных доводчиков.

Важным элементом системы с переменным расходом воздуха является концевой VAV-распределитель или терминал, устанавливаемый в помещении или перед ним. Он является законченным устройством и содержит как обязательные элементы (регулятор расхода воздуха с электрическим приводом, блок управления), так и дополнительные (воздухонагреватель, шумоглушитель, рециркуляционный вентилятор или эжектор). Терминал подбирается по скорости воздуха 7–9 м/с при максимальном расходе воздуха, чтобы потери давления находились в диапазоне 20–40 Па, а уровень звукового давления не превышал допустимых значений (меньше NC35). Для обеспечения удовлетворительного качества регулирования (см. Главу 11) скорость на регулируемом участке воздуховода должна быть в пределах 4–6 м/с.

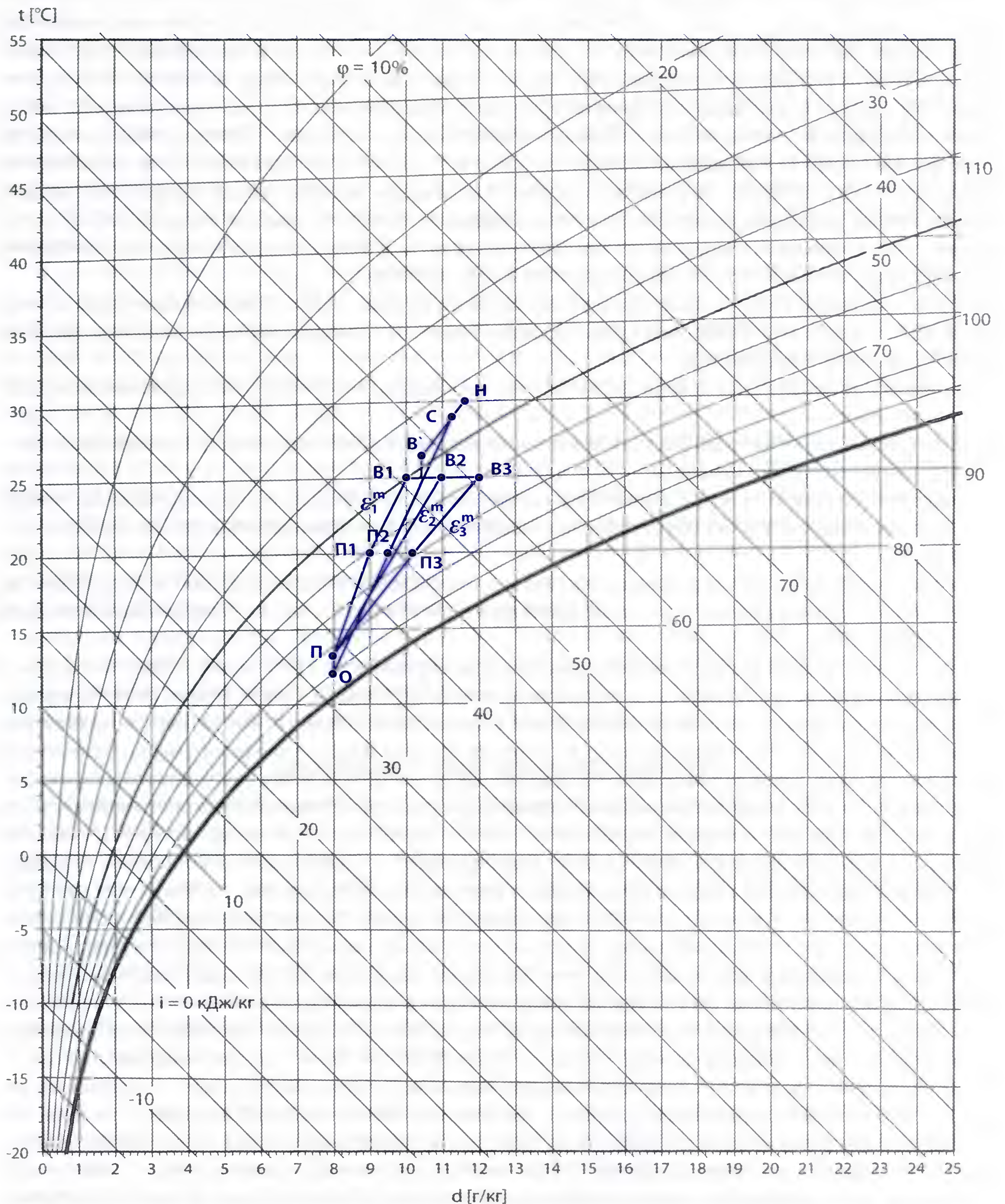


Рисунок 6.12. Процессы обработки воздуха в теплый период в многозональной центральной СКВ с переменным количеством приточного воздуха с первой рециркуляцией и использованием вентиляторных или индукционных терминалов, которая обслуживает три помещения

В зависимости от применяемого способа управления различают два типа терминалов и соответствующих систем с переменным расходом воздуха: зависимые от давления и независимые от давления. Системы VAV, зависимые от давления, — традиционно применяемые системы, в которых предусмотрено двухпозиционное регулирование расхода воздуха «вкл.–выкл.» по датчику температуры воздуха в помещении (термостат- регулятор прямого действия), настраиваемые по месту, обеспечивающие не очень высокие точность и качество регулирования (значительные колебания температуры воздуха в помещении), чувствительные к постоянству статического давления в воздуховодах. В независимых от давления системах (терминалы которых имеют встроенный микропроцессорный контроллер), обеспечивается плавное регулирование расхода воздуха, точное и стабильное, без колебаний, поддержание температуры воздуха в помещении, они мало чувствительны к постоянству перепада статического давления в ответвлении.

Проектирование СКВ с переменным расходом воздуха имеет некоторые особенности и должно проводиться более тщательно, чем проектирование обычных систем. Основные моменты, на которые следует обратить внимание:
— определение необходимого количества наружного воздуха, которое всегда больше минимально необходимого;
— определение двух значений расхода приточного воздуха в помещении при максимальных и минимальных теплопоступлениях;
— конструирование сети воздуховодов (кольцевые сети, а не тупиковые, как в обычных системах);
— аэродинамический расчет магистральных воздуховодов методом постоянного статического давления;
— подбор воздушных регулирующих клапанов и распределение потерь давления на регулируемом участке так, чтобы характеристика воздушного регулирующего клапана была близка к линейной (см. Главу 11).

Аэродинамический расчет воздуховодов методом постоянного статического давления основан на принципе равенства статического давления во всех воздуховодах. При обычном способе аэродинамического расчета по удельным приведенным потерям давления на трение размеры воздуховодов принимают по рекомендуемым значениям скорости воздуха в воздуховоде, примерно одинаковой для всех участков вентиляционной сети. Для обеспечения практически постоянного статического давления во всех магистральных воздуховодах при расчете методом постоянного статического давления размеры воздуховодов назначают так, чтобы потери давления на трение на участках компенсировались изменением динамического давления потока. Практически постоянные перепады статического давления в каждом ответвлении гарантируют балансировку системы, что дает возможность использовать обычные воздухораспределители. Этот метод расчета может быть реализован только путем последовательных приближений и предполагает использование итерационных методов вычисления с использованием компьютерных программ. Статическое давление должно оставаться постоянным за счет перехода динамического давления в статическое, что уравновешивает общие потери давления. Это приводит к постепенному уменьшению значения скорости воздуха на участках воздуховодов по мере удаления от вентилятора. Если участки воздуховодов имеют различную длину, то сечения воздуховодов отличаются от сечения воздуховодов, полученных методом удельных потерь давления на трение, воздуховоды имеют большие размеры. При этом общие потери давления ниже и, следовательно, ниже расход электроэнергии на перемещение воздуха. Метод постоянных статических давлений применяется для расчета магистральных воздуховодов кольцевых вентиляционных сетей большой протяженности с большим количеством ответвлений при относительно высоких значениях скоростей воздуха в воздуховодах, для расчета ответвлений используют традиционный метод удельных линейных потерь давления.

В процессе эксплуатации поддержание постоянного статического давления в магистральном воздуховоде обеспечивается системой автоматического регулирования, состоящей из датчика

давления, установленного в магистральном воздуховоде, исполнительного механизма, соответствующим образом регулирующего число оборотов вентилятора.

Точного поддержания относительной влажности воздуха эта система не обеспечивает.

В системе с переменным расходом воздуха следует обеспечивать: акустические требования (при резком снижении расхода воздуха возможно возникновение шума в зональных воздушных регулирующих клапанах), комфортные требования (снижение подвижности воздуха в помещении с кратностью воздухообмена не менее 4–6). Соблюдение этих требований, а также технические возможности вентиляционных агрегатов ограничивают величину глубины регулирования. Таким образом, в системе с переменным расходом воздуха невозможно уменьшить расход приточного и наружного воздуха до его минимальных значений.

Устойчивая работа системы с переменным расходом воздуха предполагает управление расходами приточного и вытяжного воздуха в одних ответвлениях таким образом, чтобы это не влияло на изменения этих расходов в других ответвлениях. Это частично преодолевается при конструировании и аэродинамическом расчете таких систем методом постоянных статических давлений. В противном случае требуется расчет потокораспределения в вентиляционной сети для каждого шага управления, для чего необходимо соответствующее программное обеспечение.

В то же время система с переменным расходом позволяет экономить определенные статьи капитальных затрат (трубопроводы, арматура, насосы, теплообменники, система отвода конденсата), а также эксплуатационные затраты за счет снижения расхода электроэнергии, теплоты и холода с изменением общего расхода воздуха. Однако высокая стоимость микропроцессорной системы управления повышает единовременные затраты и делает их сопоставимыми, например, с затратами на систему с вентиляторными доводчиками.

Преимущества системы с переменным расходом воздуха:
— экономия энергии за счет снижения мощности, потребляемой вентилятором, и уменьшения расходов холода, теплоты и воды на обработку воздуха в центральном кондиционере;
— снижение шума при уменьшении нагрузки;
— высокая гибкость системы, возможность наращивания мощности.

Двухканальная система кондиционирования воздуха

Двухканальная система рекомендуется для применения при неравномерно изменяющихся нагрузках по явной теплоте, она обеспечивает точное поддержание заданной температуры в каждом помещении, а в отдельных схемах — относительной влажности воздуха. Преимущество двухканальных систем возрастает при увеличении количества помещений в здании. Применяется в многоэтажных административных зданиях, гостиницах, лабораторных корпусах со степенью остекления наружных стен не более 60%, музеях.

Существует много возможных схем двухканальных СКВ. Главное различие между ними состоит в точности, с которой регулируется относительная влажность воздуха в помещении. Самые лучшие технологические показатели имеют схемы, в которых наружный воздух охлаждается и осушается летом, увлажняется зимой, смешивается с рециркуляционным воздухом, делится на два канала и в каждом потоке устанавливаются, соответственно, воздухонагреватель и воздухоохладитель (рисунок 6.13). Обработка воздуха в центральной двухканальной системе кондиционирования воздуха осуществляется в два этапа: первоначально воздух обрабатывается в центральной установке кондиционирования воздуха 2, затем поток воздуха делится на два канала 6 и 8, в которых устанавливаются, соответственно, воздухонагреватель 7 и воздухоохладитель 9. Поддержание заданной температуры воздуха в помещении обеспечивается смешением подогретого и охлажденного потока воздуха в необходимом соотношении так, чтобы получить необходимую температуру приточного воздуха; при этом расход воздуха, поступающего в помещение, остается неизменным. В каждом помещении устанавливаются смесительные устройства 10 со встроенным регулирующим воздушным

клапаном, исполнительный механизм которого соединен с датчиком температуры воздуха в помещении. По сигналу датчика температуры изменяется соотношение количества нагретого и холодного воздуха и, соответственно, параметры приточного воздуха.

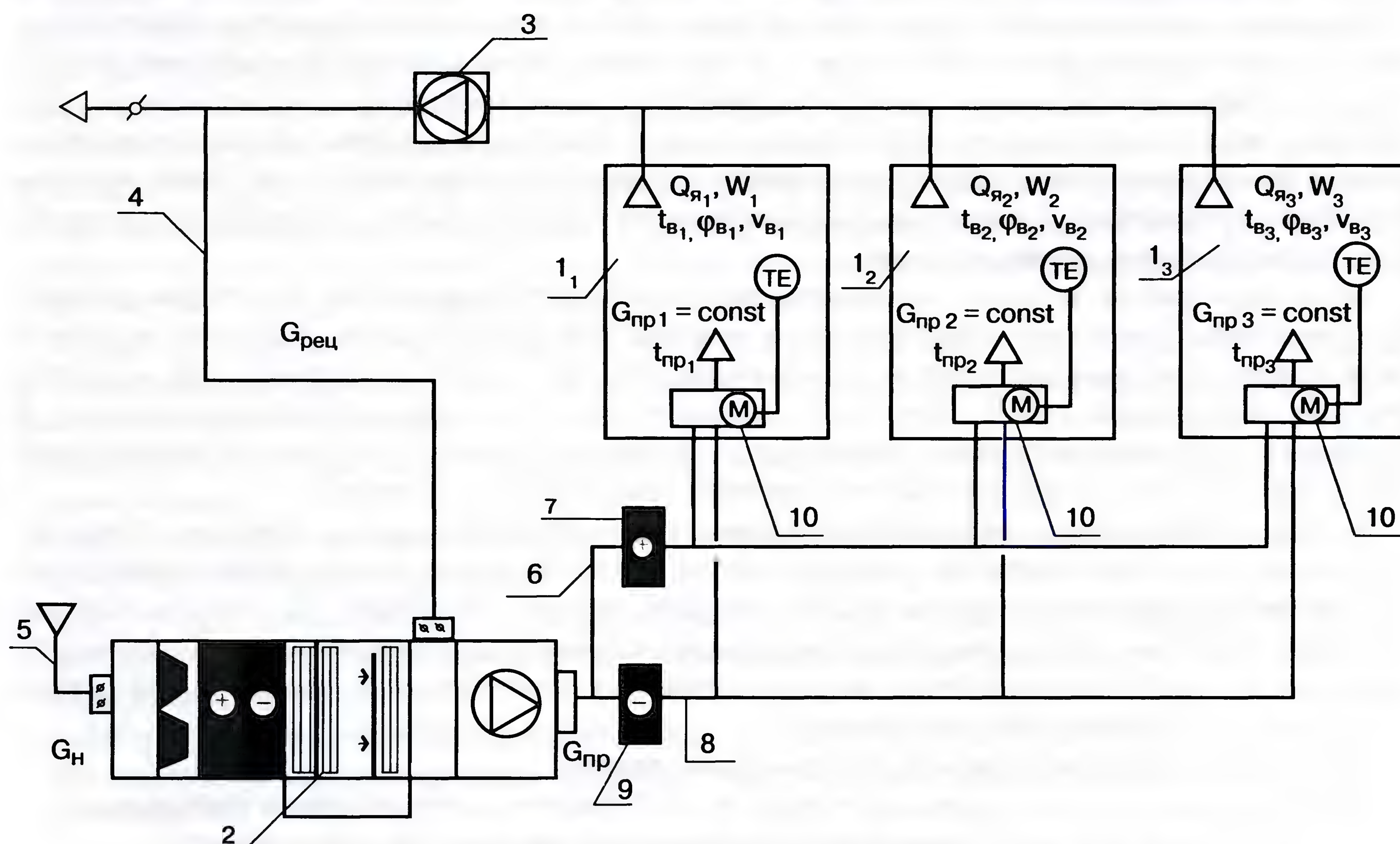


Рисунок 6.13. Схема двухканальной СКВ с одним кондиционером:

1_1, 1_2, 1_3 — помещения; 2 — центральный кондиционер; 3 — вытяжной вентилятор; 4 — рециркуляционный воздуховод; 5 — воздухозабор; 6 — канал горячего воздуха; 7 — воздухонагреватель; 8 — канал охлажденного воздуха; 9 — воздухоохладитель; 10 — смесительное устройство с исполнительным механизмом

Основным элементом системы является смеситель, состоящий из корпуса, смесительного клапана с исполнительным механизмом, регулятора расхода воздуха прямого действия и шумоглушителя (рисунок 6.14). Для обеспечения стабильности подачи воздуха в помещение применяют регуляторы расхода воздуха, вмонтированные в смесительные устройства. Смеситель, отрегулированный на заводе-изготовителе, должен обеспечивать поддержание расхода воздуха с точностью до 5% от номинального значения в диапазоне изменения статического давления от минимума до максимума.

В двухканальных СКВ с переменным расходом воздуха используют смесители, состоящие из корпуса со звуко- и теплоизоляцией, регулирующих воздушных клапанов в патрубках на входе нагретого и охлажденного воздуха, усредняющего датчика перепада давлений в патрубке на входе охлажденного воздуха, встроенного шумоглушителя и элементов пневматической или электронной системы управления заводской установки (рисунок 6.15). Сигнал от термостата поступает на регулятор расхода охлажденного воздуха, в котором, в зависимости от температуры воздуха в помещении, изменяется уставка расхода охлажденного воздуха; одновременно на регулятор поступает сигнал от датчика перепада давления в канале охлажденного воздуха. В соответствии с рассогласованием сигналов о фактическом расходе охлажденного воздуха и сигнала уставки регулятор расхода изменяет положение створки воздушного клапана в потоке охлажденного воздуха. По сигналу дифференциального датчика давления смешанного воздуха регулятор расхода воздуха в потоке нагретого воздуха изменяет положение регулирующего клапана в канале нагретого воздуха

так, чтобы общий расход приточного воздуха остался неизменным. При повышении температуры воздуха в помещении увеличивается расход охлажденного воздуха и уменьшается расход нагретого воздуха, при полном закрытии регулирующего клапана нагретого воздуха, расход охлажденного воздуха изменяется в соответствии с заданным значением температуры внутреннего воздуха.

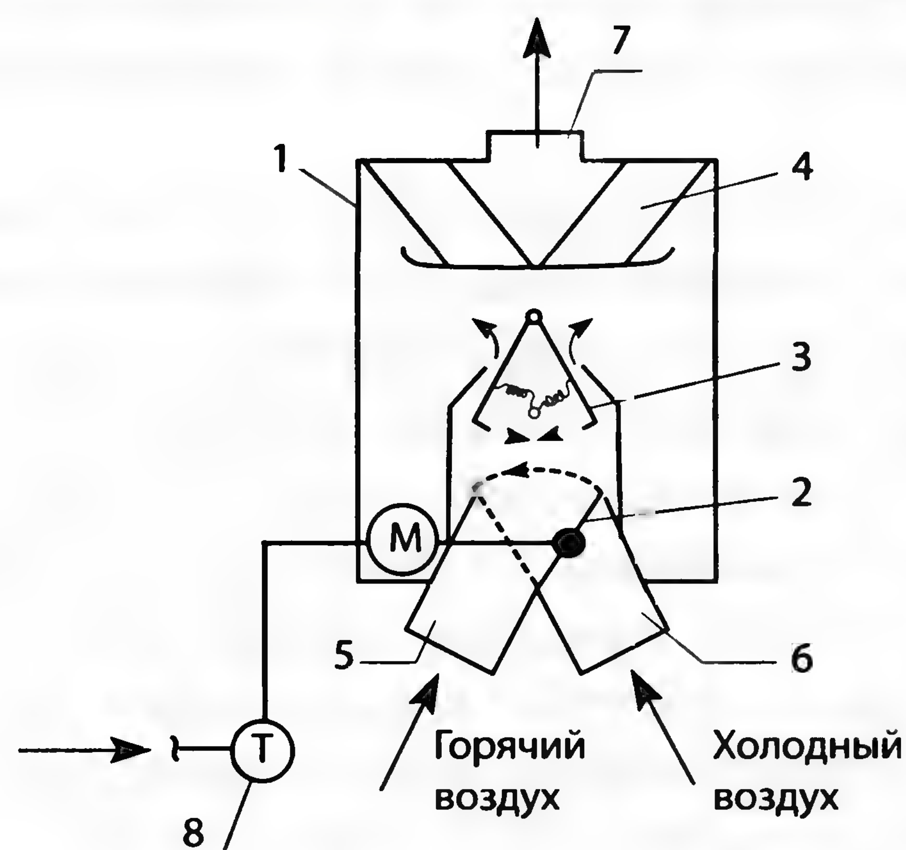


Рисунок 6.14. Схема смесителя двухканальной СКВ с постоянным расходом воздуха:

1 — корпус; 2 — смесительный клапан; 3 — регулятор расхода воздуха прямого действия; 4 — шумоглушитель; 5 — патрубок горячего воздуха; 6 — патрубок холодного воздуха; 7 — патрубок приточного воздуха; 8 — комнатный термостат

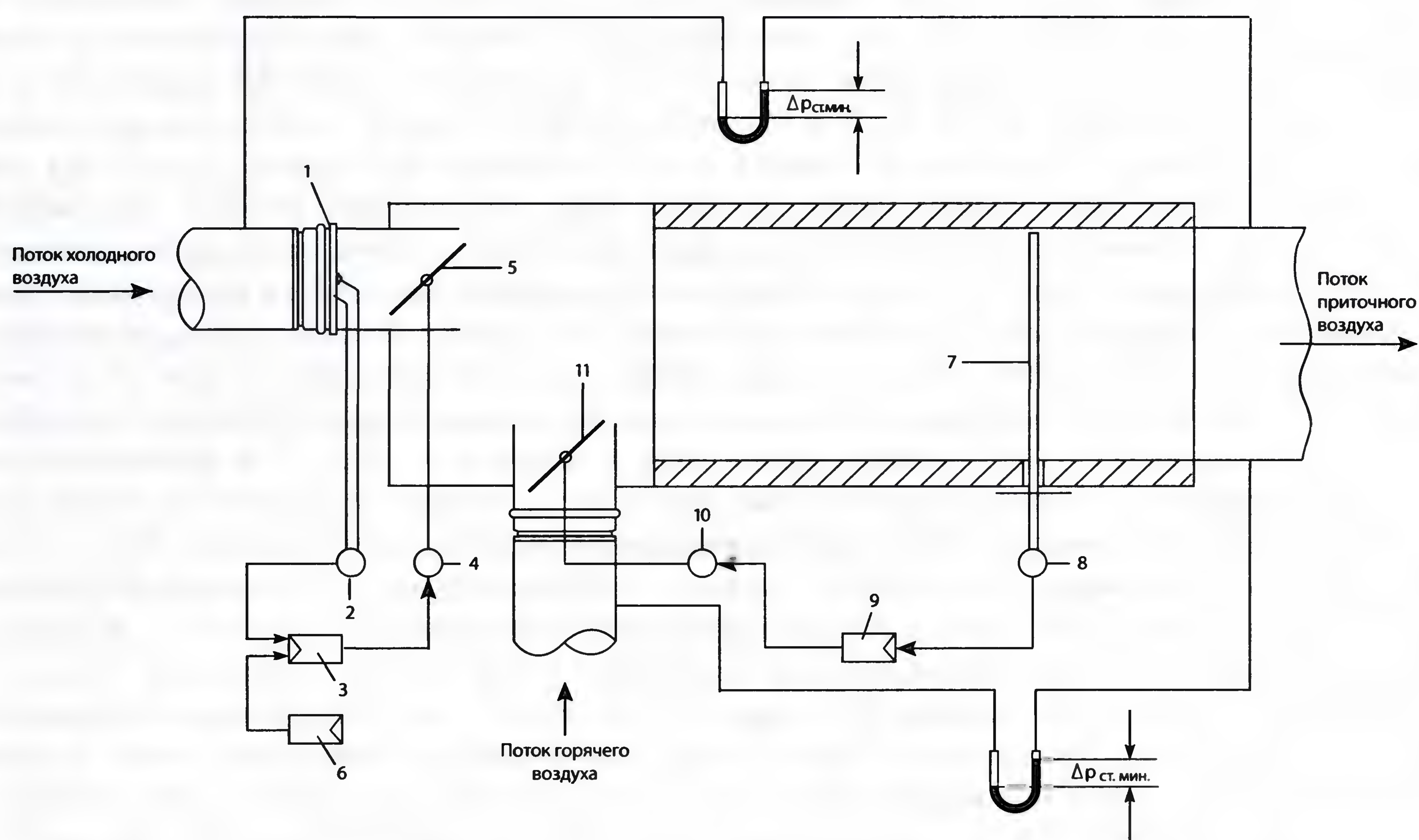


Рисунок 6.15. Схема смесителя двухканальной СКВ с переменным расходом:

1 — чувствительный элемент дифференциального датчика давления для холодного воздуха; 2 — датчик давления холодного воздуха; 3 — регулятор расхода холодного воздуха; 4 — привод клапана канала подачи холодного воздуха; 5 — клапан канала подачи холодного воздуха; 6 — комнатный термостат; 7 — чувствительный элемент дифференциального датчика давления смешанного воздуха; 8 — датчика давления смешанного воздуха; 9 — регулятор расхода горячего (соотв. смешанного) воздуха; 10 — привод клапана канала подачи горячего воздуха; 11 — клапан канала подачи горячего воздуха

Горизонтальные смесители устанавливают при размещении разводящих магистральных воздуховодов в подшивных потолках и полых перегородках. Вертикальные смесители применяют при размещении магистральных воздуховодов под окнами или у стен. Воздуховоды холодного и нагретого воздуха во избежание потерь теплоты необходимо покрывать тепловой изоляцией. В целях экономии строительного объема для прокладки воздуховодов значения скорости воздуха в них должны иметь максимально высокие значения. Отсюда высокие значения потерь давления в воздуховодах систем высокого давления.

Двухканальным системам присуща некоторая аэродинамическая разрегулировка, вызываемая индивидуальным регулированием расходов холодного и горячего воздуха в смесительных устройствах, однако она не так критична, как в системах с переменным расходом воздуха. Для повышения гидравлической устойчивости и улучшения качества регулирования большая часть потерь давления на регулируемом участке должна приходиться на регулирующий клапан (см. Главу 11). В этом случае расчет воздуховодов может производиться обычным способом.

Постоянство общего расхода воздуха в системе поддерживается при помощи регулятора расхода, установленного в нагнетательном патрубке вентилятора и воздействующего на направляющий аппарат, или электронной системой управления вентилятора с переменным числом оборотов (частотный преобразователь или технология ЕСМ) (см. Главу 11).

В последние годы в двухканальных системах кондиционирования воздуха смеситель не устанавливают, а в зависимости от нагрузки в одни помещения подается воздух из холодного канала, в другие — из горячего канала, при этом предусматривают переменный расход воздуха в каждом канале.

На i – d диаграмме (рисунок 6.16) показано построение процессов изменения состояния воздуха в теплый и холодный период года в двухканальной системе кондиционирования воздуха с одним центральным кондиционером. Точка H^m соответствует состоянию наружного воздуха в теплый период года. Точки B_1, B_2 *и* B_3 соответствуют заданным состояниям внутреннего воздуха в отдельных помещениях (зонах). Влагосодержание приточного воздуха для данной схемы с одним центральным кондиционером будет одинаковым для всех помещений: $d_n = d_{n1} = d_{n2} = d_{n3}$ = const. Оно определяется для характерного помещения с максимальными влагопоступлениями аналогично другим многозональным системам так, чтобы в помещении с максимальными влаговыделениями относительная влажность воздуха не превышала максимального значения, например — 60%. На пересечении линий с угловыми коэффициентами ε_1^m, ε_2^m *и* ε_3^m с линией постоянного влагосодержания $d_n = const$ находятся точки, характеризующие состояние приточного воздуха $П_1$, $П_2$ и $П_3$ в теплое время года, а линии $П_1B_1$, $П_2B_2$, $П_3B_3$ характеризуют процессы изменения состояния воздуха в этих помещениях. Точка B' определяет состояние смеси рециркуляционного воздуха из всех помещений при входе его в смесительную камеру центрального кондиционера. Схема обработки воздуха предусматривает вторую рециркуляцию. Точка *С* характеризует состояние смеси рециркуляционного воздуха с наружным, охлажденным в поверхностном воздухоохладителе центрального кондиционер, и находится на пересечении линий $d_n = const$ и $B'O$. Линия $B'O$ характеризует процесс смешения рециркуляционного воздуха и наружного, охлажденного в центральном кондиционере. Положение точки *О* определяют на линии $\varphi_o = 90\%$ при влагосодержании воздуха на выходе из поверхностного воздухоохладителя d_o, вычисляемого из уравнения баланса по влаге для смешиваемых потоков воздуха второй рециркуляции и наружного:

$$d_o = \frac{G_n d_n - (G_n - G_н) d_в}{G_н}. \qquad (6.17)$$

Отрезок $H^m O^m$ определяет процесс охлаждения воздуха в центральном кондиционере.

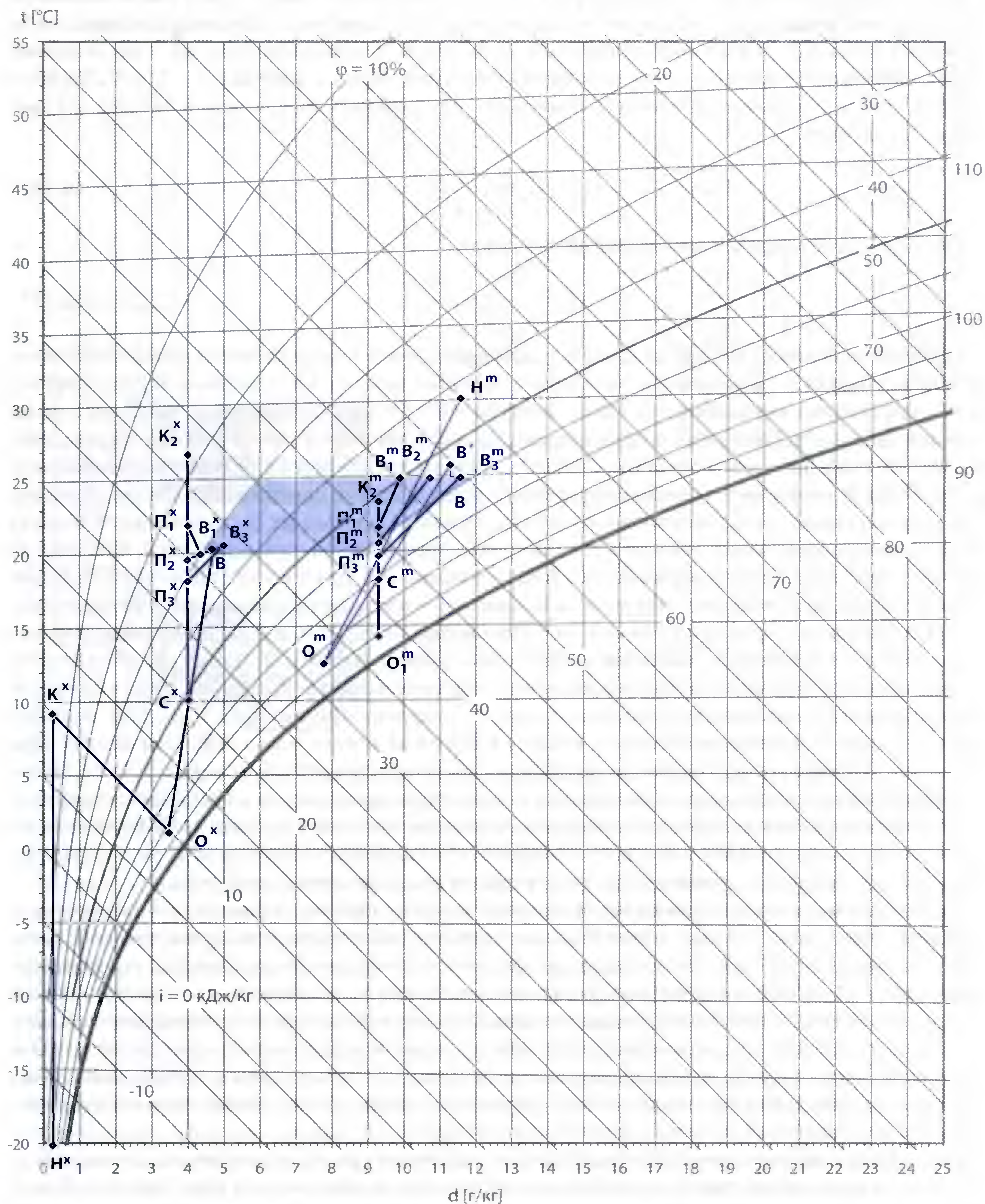


Рисунок 6.16. Построение процессов изменения состояния воздуха в теплый и холодный период года в двухканальной системе кондиционирования воздуха с одним центральным кондиционером

После центрального кондиционера поток воздуха разделяется на два канала, при необходимости в одном канале воздух охлаждается до состояния точки O_1^m, в другом канале воздух нагревается до состояния точки K_2^m. Затем в смесительной коробке каждого помещения нагретый и охлажденный воздух смешиваются для получения состояния приточного воздуха в точках $П_1$, $П_2$ и $П_3$. Расходы воздуха в холодном канале для каждого помещения определяются из уравнений баланса для смешиваемых потоков:

$$G_{xi} = G_{ni} \frac{t_{\kappa 2} - t_{ni}}{t_{\kappa 2} - t_{o1}}. \qquad (6.18)$$

Расход воздуха в горячем воздуховоде будет равен:

$$G_{zi} = G_{ni} - G_{xi}. \qquad (6.19)$$

Процессы изменения состояния воздуха в холодный период года отличаются положением точек состояния воздуха и направлением изменения состояния воздуха в помещениях. В холодный период года система кондиционирования воздуха в некоторых помещениях выполняет также функции отопления. Наружный воздух нагревается в воздухонагревателе первого подогрева, адиабатически увлажняется до состояния точки O^x. Далее он смешивается с рециркуляционным воздухом. Точка B^x определяет состояние внутреннего воздуха во всех помещениях в холодный период года и одновременно рециркуляционного воздуха, точка C^x определяет состояние смеси воздуха после второй рециркуляции, а точка K_2^x — состояние определенной доли этой смеси, проходящей через горячий канал после поверхностного воздухонагревателя. Далее воздух по соответствующим магистральным воздуховодам —горячему и холодному — поступает к смесителям, в которых процесс смешивания изображается прямой K_2C^x. Положение точек $П_1$, $П_2$ и $П_3$ на этой прямой зависит от теплового и влажностного балансов в помещении, в соответствии с которыми устанавливается необходимое соотношение расходов холодного и горячего воздуха. Расходы воздуха в холодном и горячем каналах определяются аналогично теплому периоду. Линии $П_1B_1$, $П_2B_2$, $П_3B_3$ характеризуют процессы изменения состояния воздуха в холодный период года в этих помещениях. При изменении теплового и влажностного балансов в помещении точки $П_i$ будут скользить по линии постоянного влагосодержания. Из зональных смесителей воздух выходит с необходимой температурой приточного воздуха, значение которой определяется тепловой нагрузкой на СКВ для данного помещения. Температура воздуха внутри помещения поддерживается автоматически, относительная влажность воздуха в помещениях регулируется косвенно методом «точки росы».

Двухканальная система с двумя центральными кондиционерами, позволяющая обслуживать отдельные помещения с сильно отличающимися тепловлажностными режимами, является более гибкой и обеспечивает более точное поддержание относительной влажности воздуха в помещении. На рисунке 6.17 приведена принципиальная схема устройства двухканальной системы с двумя центральными кондиционерами. От каждого кондиционера устраивают самостоятельную систему распределительных магистральных воздуховодов, подводящих воздух в каждое кондиционируемое помещение. Таким образом, воздух подводится по двум каналам, причем в каждом канале он имеет различные параметры, в том числе и влагосодержание воздуха. Работа данной системы аналогична работе двухканальной системы с одним кондиционером.

На i – d диаграмме (рисунок 6.18) представлено построение процессов изменения состояния воздуха в двухканальной системе с двумя кондиционерами для теплого периода года. Точки B_1, B_2 и B_3 соответствуют заданным состояниям внутреннего воздуха в трех отдельных помещениях. Через точки B_1, B_2 и B_3 проводят лучи процессов изменения состояния воздуха в этих помещениях. Затем проводят прямую K_1K_2 так, чтобы она пересекала все лучи процессов изменения состояния воздуха в отдельных помещениях и температура приточного воздуха во всех помещениях удовлетворяла

бы условиям воздухораспределения. Точки $П_1$, $П_2$ и $П_3$ пересечения лучей процессов и прямой K_1K_2 соответствуют параметрам приточного воздуха, подаваемого в отдельные помещения.

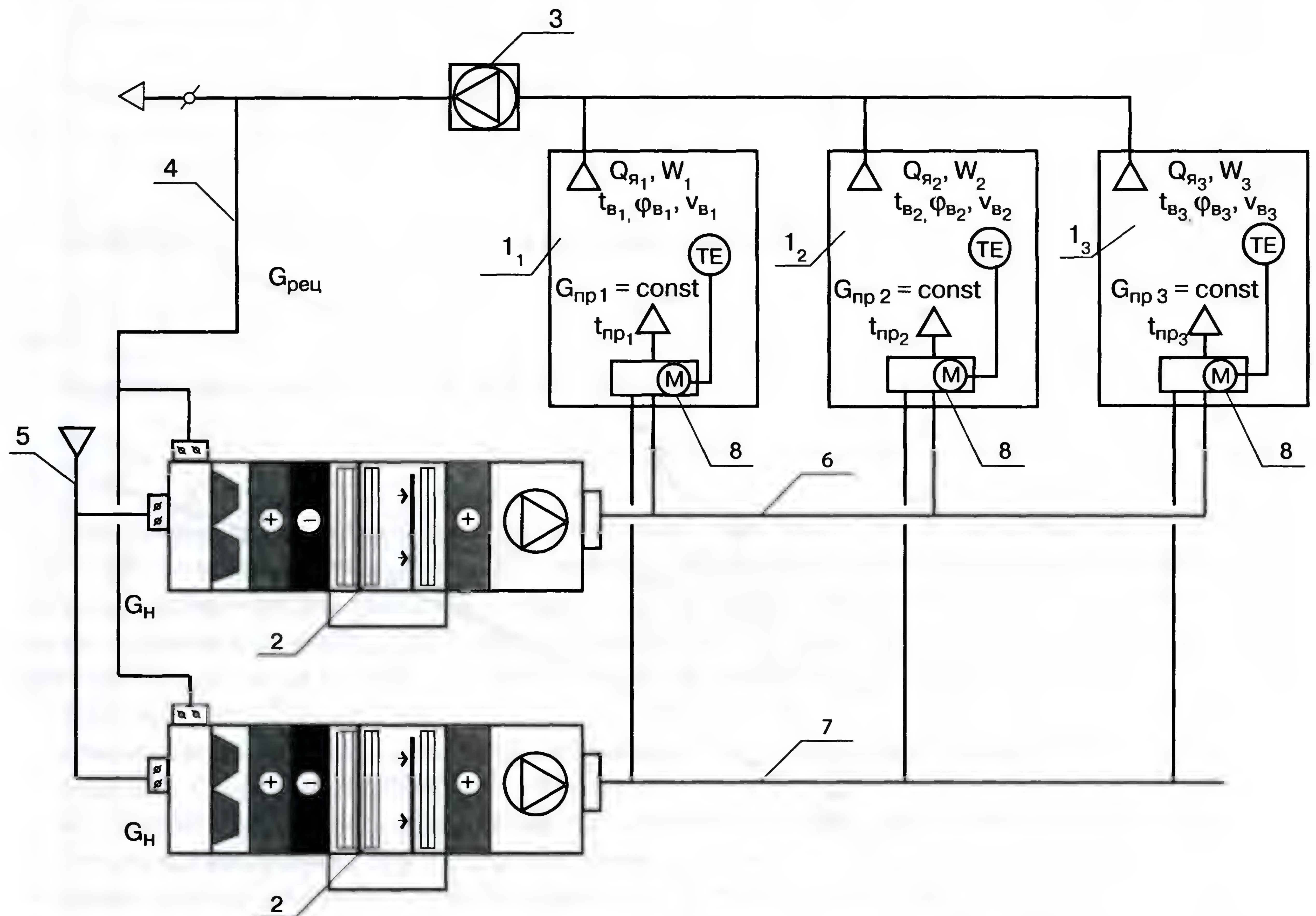


Рисунок 6.17. Схема двухканальной СКВ с двумя кондиционерами:

1_1, 1_2, 1_3 — помещения; 2 — центральные кондиционеры; 3 — вытяжной вентилятор; 4 — рециркуляционный воздуховод; 5 — воздухозабор; 6 — канал первого кондиционера; 7 — канал второго кондиционера; 8 — смесительное устройство с исполнительным механизмом

Точки K_1 и K_2 определяют параметры воздуха на выходе из каждого центрального кондиционера двухканальной системы (с учетом подогрева воздуха в вентиляторе и воздуховодах). Положение точки K_1 выбирают по возможности ближе к левой крайней точке $П_1$, а положение точки K_2 — ближе к точке $П_3$. В пределе можно совместить точку K_2 *с* точкой $П_1$, *а* точку K_1 — с точкой $П_3$. Однако указанный выше выбор точек обеспечивает некоторый резерв в создании необходимых параметров приточного воздуха. Если состояние наружного воздуха определяется точкой H, то процесс обработки воздуха в первом центральном кондиционере будет изображаться лучом HO_2 охлаждения и осушения воздуха и затем лучом O_2K_2 нагревания воздуха в воздухонагревателе второго подогрева. Аналогичное построение производят и для второго кондиционера, в котором процесс обработки воздуха изображают лучами HO_1 и O_1K_1.

После произведенного построения расчетного режима кондиционирования воздуха определяют необходимое количество воздуха для каждого помещения по формуле 6.22 и общее количество приточного воздуха, которому должна соответствовать суммарная производительность двух кондиционеров:

$$G_n = G_n^{1k} + G_n^{2k} = \sum G_{ni}. \qquad (6.20)$$

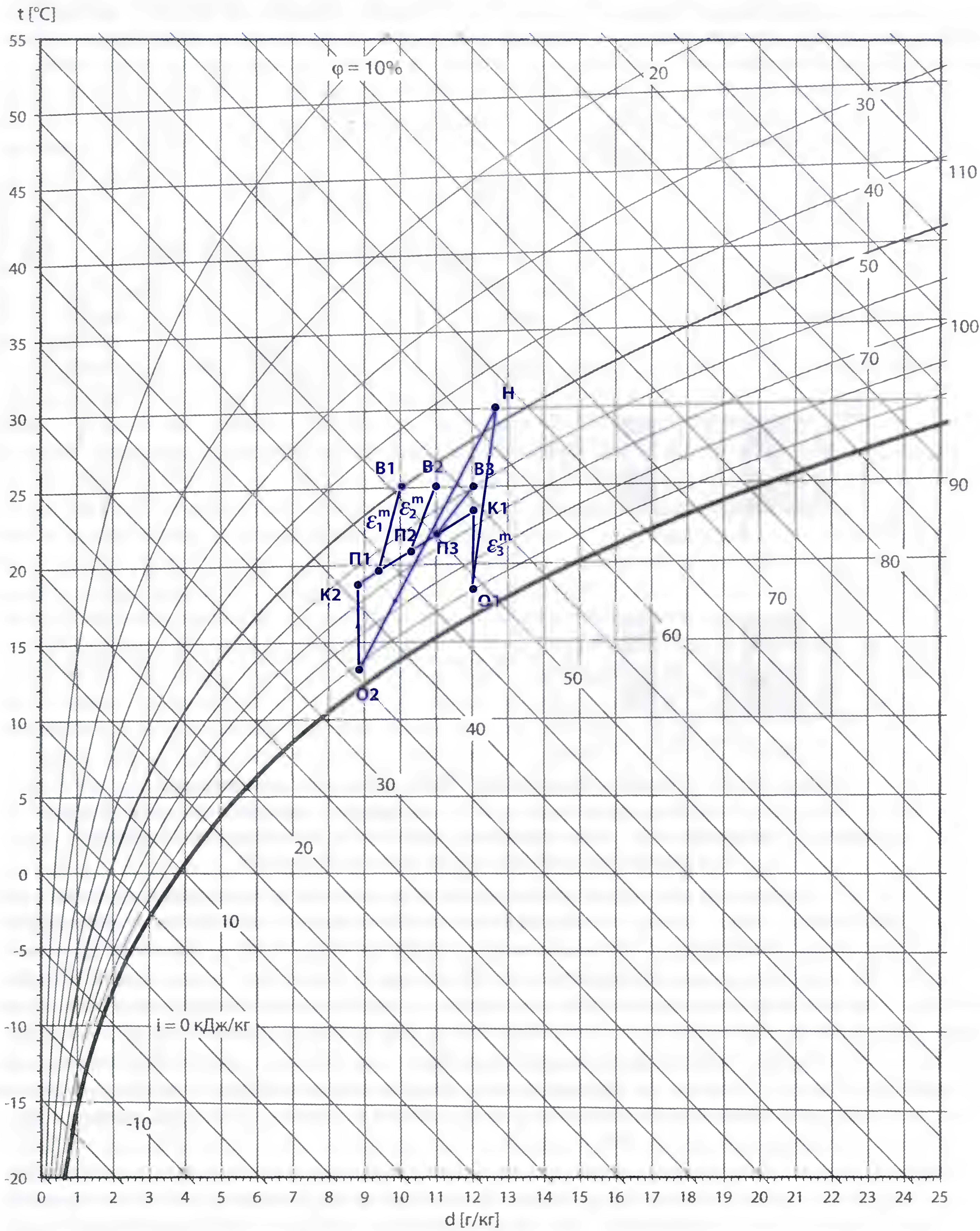


Рисунок 6.18. Построение процессов изменения состояния воздуха в двухканальной системе с двумя кондиционерами для теплого периода года

Расходы воздуха в первом канале для каждого помещения определяют из уравнения баланса для смешиваемых потоков:

$$G_i^{1к} = G_{пi} \frac{d_{пi} - d_{к2}}{d_{к1} - d_{к2}}. \qquad (6.21)$$

Расход воздуха для каждого помещения во втором канале будет равен:

$$G_i^{2k} = G_{пi} - G_i^{1k}. \qquad (6.22)$$

Общий расход воздуха в первом кондиционере будет равен:

$$G_п^{1k} = \sum G_i^{1k}. \qquad (6.23)$$

Общий расход воздуха во втором кондиционере:

$$G_п^{2k} = \sum G_i^{2k}. \qquad (6.24)$$

Применение двухканальных систем кондиционирования воздуха дает возможность снизить расход теплоты и холода по сравнению с центральными системами, но они все равно больше минимально неизбежных значений. Из-за отсутствия производства двухканальных смесителей эта схема не получила широкого распространения в России. Такие системы очень популярны в последнее время в Соединенных Штатах, особенно для административных зданий и гостиниц.

Преимущества таких систем:

— возможность индивидуального регулирования не только температуры, но и относительной влажности воздуха в отдельных помещениях;
— отсутствие в обслуживаемых помещениях теплообменников, трубопроводов тепло- и холодоносителя, все они размещены в вентиляционном центре;
— малая инерционность системы, быстрая реакция на изменение нагрузки;
— регулируемое количество наружного воздуха и постоянный расход приточного воздуха в помещение, что позволяет применять стандартные воздухораспределители, обеспечивать хорошее перемешивание воздуха в помещении и равномерное поле температуры;
— возможность ввода системы в эксплуатацию по частям и этажам по мере строительства здания;
— канал горячего воздуха обеспечивает поддержание температуры воздуха в зонах с низкой тепловой нагрузкой в режиме охлаждения, когда возможны утечки холодного воздуха через смесительный клапан.

Недостаток двухканальных СКВ:

— использованы противоположные процессы «охлаждение» и «нагревание», связанные с затратами энергии, что приводит к снижению энергетической эффективности системы;
— сложность и увеличение затрат на устройство и тепловую изоляцию прокладки двух каналов воздуховодов;
— высокие скорости и потери давления из соображения экономии места для прокладки воздуховодов;
— утечки воздуха в воздуховодах;
— утечки воздуха через смесительный клапан вызывают необходимость увеличения тепловой мощности воздухонагревателя и воздухоохладителя;
— необходимость поддержания постоянства расхода воздуха, подаваемого в помещение, требует затрат на автоматизацию смесительных устройств;
— сложность обеспечения гидравлической устойчивости сети воздуховодов.

Водовоздушная система кондиционирования воздуха

В водовоздушных системах в кондиционируемое помещение вводится воздух, обработанный в центральном кондиционере, и вода, несущая тепло или холод. В отечественной практике эти системы называются местно-центральные. Воздух, называемый первичным, и вода обрабатываются в центральных установках, а затем по системе воздуховодов и трубопроводов подаются во все помещения здания. Вода используется для охлаждения или нагревания вторичного (рециркуляционного) воздуха помещения в теплообменниках местных агрегатов. Водовоздушные системы применяются для помещений со значительными явными тепловыделениями, где не требуется жесткое поддержание заданного значения относительной влажности воздуха. Эти системы хорошо себя зарекомендовали за рубежом в офисных зданиях, больницах, гостиницах, школах, жилых зданиях, исследовательских лабораториях. Они могут применяться в многозональных производственных помещениях точного машиностроения, радиотехнической, фармацевтической, пищевой промышленности и т.д. В последние годы получили широкое распространение в России. В водовоздушных системах в качестве местных агрегатов, устанавливаемых в помещении, применяют эжекционные, вентиляторные доводчики, напольные конвекторы и охлаждающие панели.

Особенностью проектирования водовоздушных СКВ является необходимость определения технологических нагрузок на СКВ раздельно для центральной системы и местных агрегатов. Кокорин О. Я. предлагает разделять общие избытки или недостатки теплоты в помещении на отдельные доли или составляющие с тем, чтобы одна доля ассимилировалась соответственно в аппаратах центральной системы, а другая — местными агрегатами. Для исключения перерасхода холода и теплоты в ранней отечественной литературе по местно-центральным СКВ было рекомендовано, чтобы центральная система ассимилировала 30–40% от общего количества избыточной теплоты в помещении, а местная система — 60–70%. В последних работах [29, 30] для поглощения постоянных теплопритоков (люди, оргтехника) для гражданских зданий рекомендуют в рабочее время использовать воздух, охлаждаемый в центральных аппаратах СКВ, а отвод переменных теплопритоков (солнечная радиация, поток за счет теплопередачи через наружные ограждения) осуществлять местными агрегатами. На основе этого разделения предложено определять нагрузки по холоду и теплоте на центральную систему и местные агрегаты. Более правильный путь — определение технологических нагрузок одновременно с выбором технологической схемы обработки воздуха в ходе построения на i – d диаграмме с учетом конкретных технических характеристик устанавливаемых местных агрегатов [8].

В зависимости от решаемых задач, особенностей объекта и применяемых местных агрегатов можно выделить возможные схемы, определяющие последовательность обработки воздуха во всех элементах водовоздушной СКВ. При использовании в качестве местных агрегатов вентиляторных доводчиков (фэнкойлов) таких схем три:

а) с независимой обработкой рециркуляционного воздуха в фэнкойле и наружного воздуха в центральном кондиционере (рисунок 6.19);

б) с предварительным смешением наружного необработанного воздуха с рециркуляционным в фэнкойле, а затем его обработкой — нагреванием или охлаждением (рисунок 6.20);

в) с предварительным смешением обработанного в центральном кондиционере наружного воздуха с рециркуляционным в фэнкойле, а затем его обработкой — нагреванием или охлаждением (рисунок 6.21).

В схеме а) в теплообменнике фэнкойла охлаждается рециркуляционный (внутренний) воздух, поступающий в помещение независимо от потока обработанного в центральном кондиционере наружного воздуха. Приточный воздух в размере минимального расхода наружного воздуха обрабатывается в центральном кондиционере и поступает в помещения через воздухораспределители. Смешение двух потоков происходит непосредственно в самом помещении. В схемах обработки воздуха б) и в) первоначально происходит смешение двух потоков наружного и рециркуляционного воздуха в смесительной камере фэнкойла, а затем — охлаждение или нагревание смеси в теплообменнике. При этом в схеме в) наружный воздух проходит соответствующую обработку в центральном кондиционере.

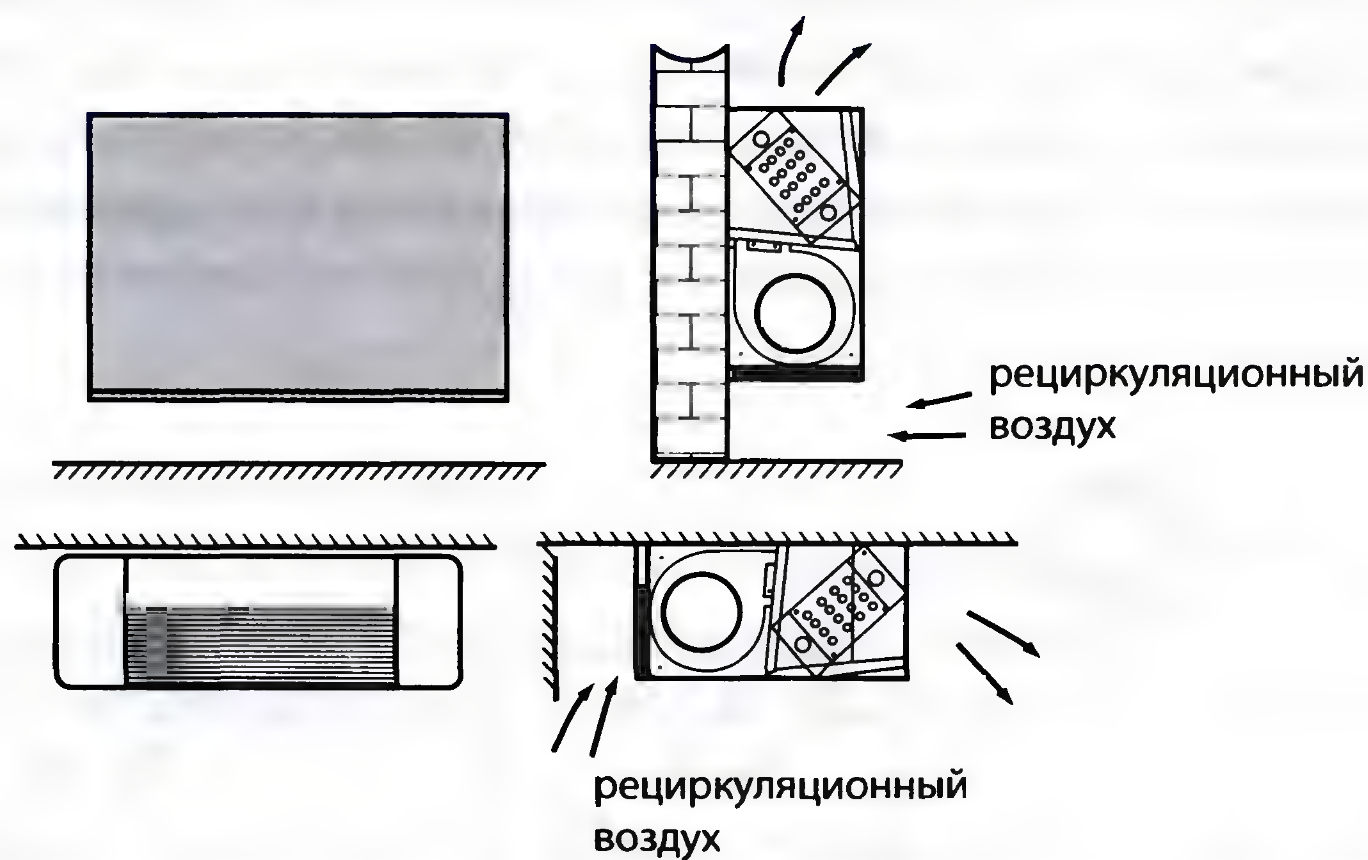


Рисунок 6.19. Схема с обработкой рециркуляционного воздуха в местном агрегате

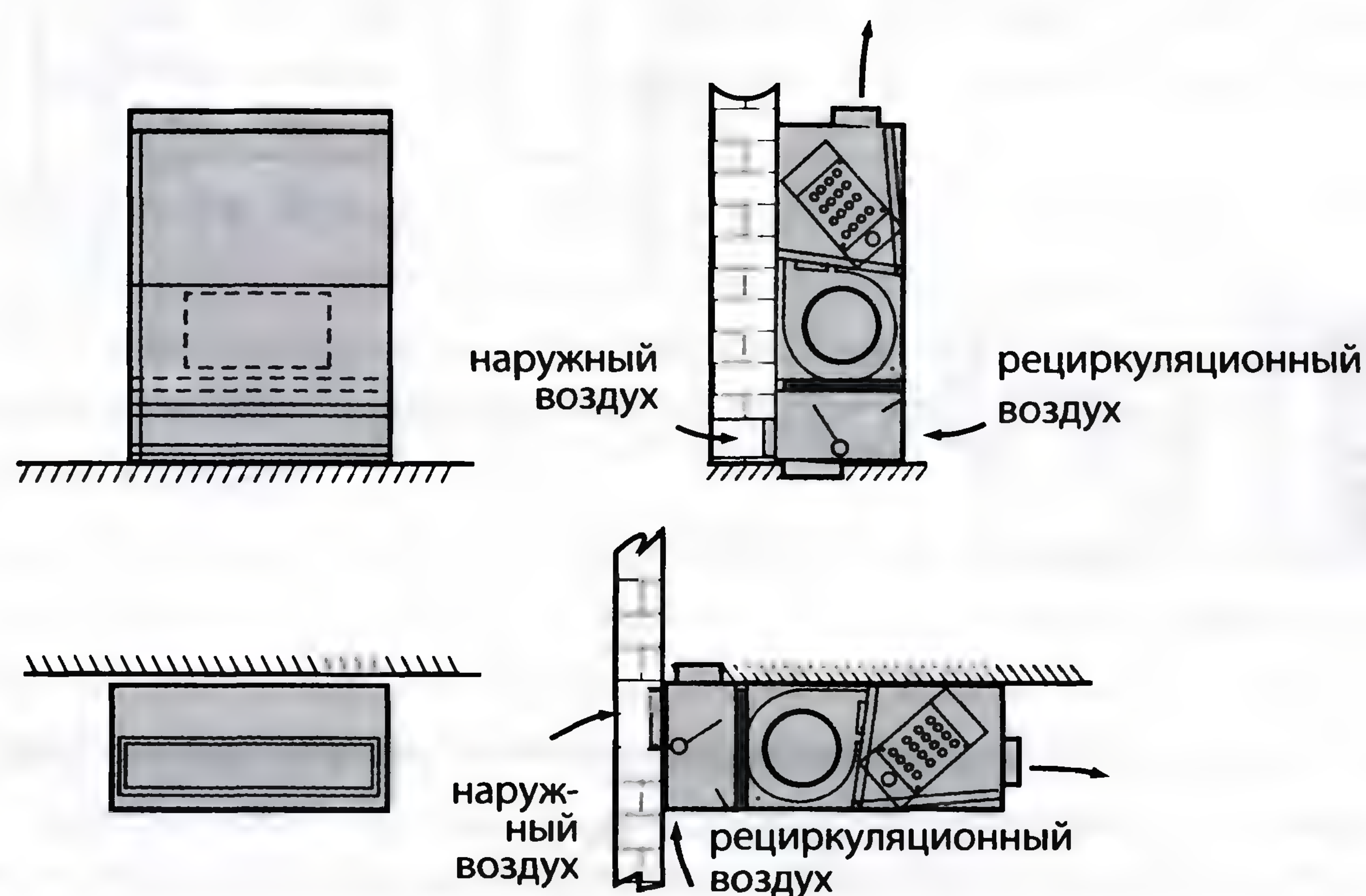


Рисунок 6.20. Схема с обработкой смеси необработанного наружного и рециркуляционного воздуха в местном агрегате

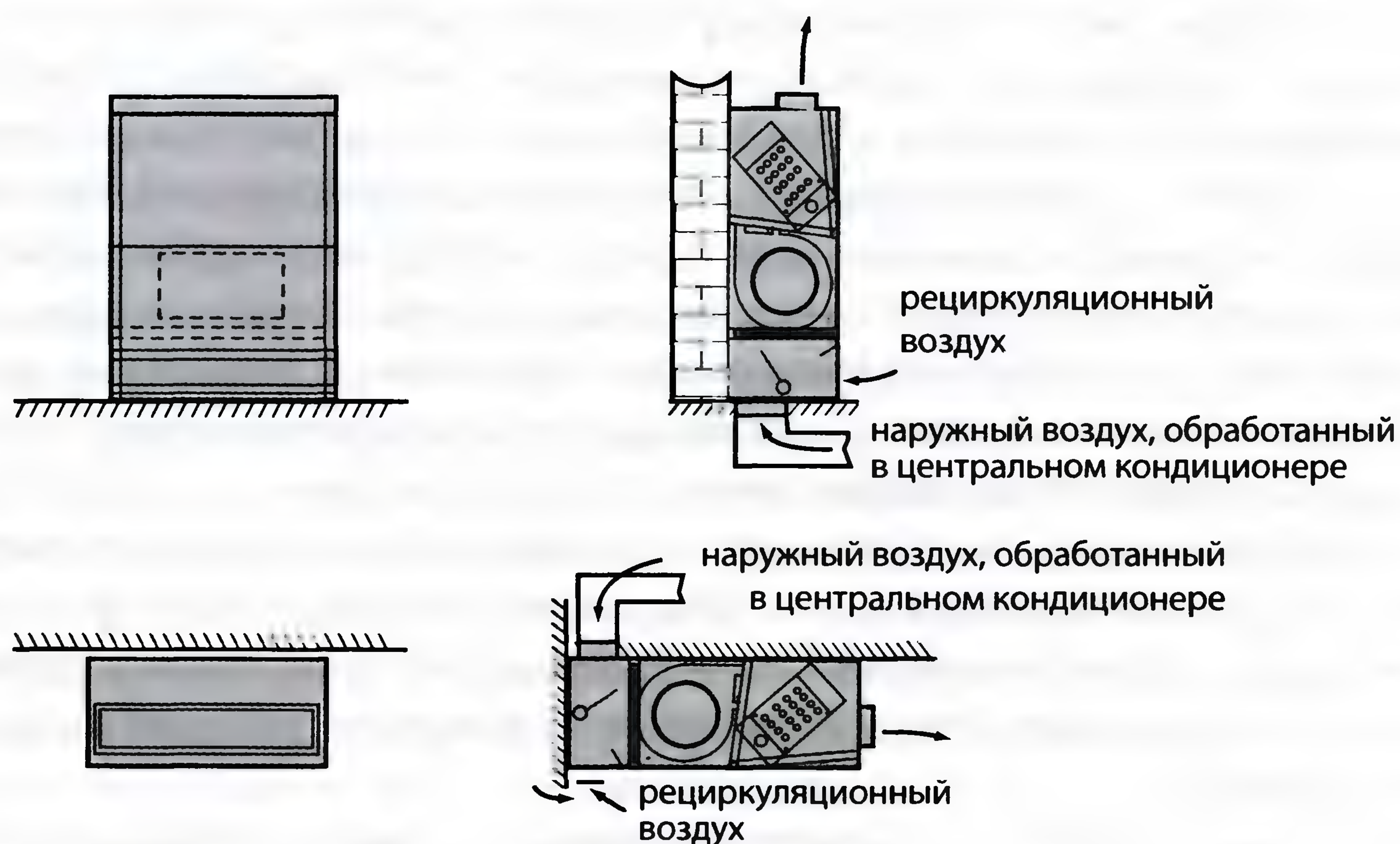


Рисунок 6.21. Схема с обработкой смеси наружного воздуха, обработанного в центральном кондиционере, и рециркуляционного воздуха

Схема а) также распространяется на обычные напольные конвекторы, работающие в режиме охлаждения, и охладительные панели, схема б) и в) — на определенные типы напольных конвекторов. В системе кондиционирования воздуха с эжекционными кондиционерами-доводчиками (ЭКД) используется схема со смешением обработанного в центральном кондиционере первичного воздуха и охлажденного или нагретого рециркуляционного воздуха в теплообменнике ЭКД (рисунок 6.22).

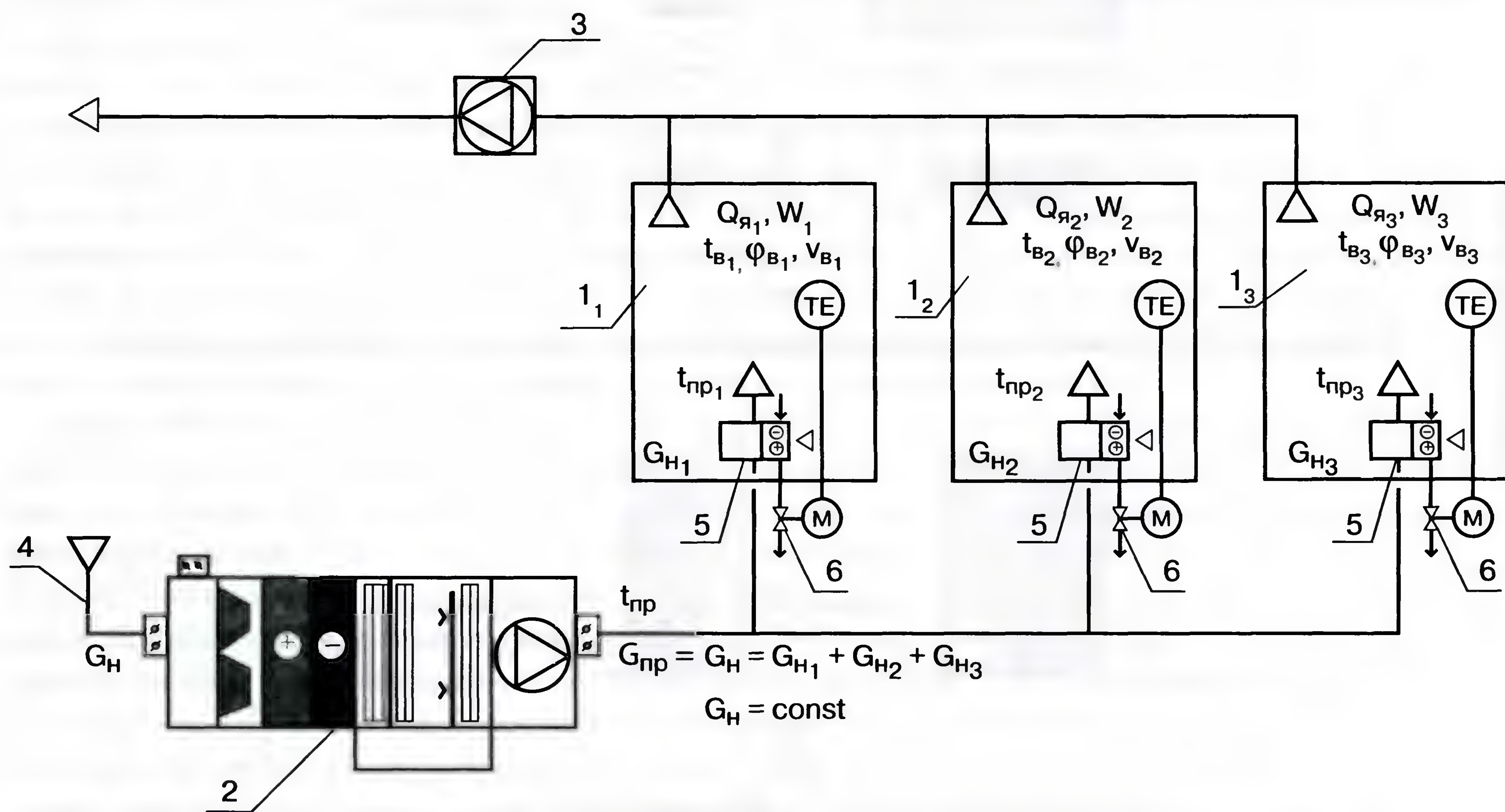


Рисунок 6.22. Схема СКВ с эжекционными кондиционерами-доводчиками:

1_1, 1_2, 1_3 — помещения; 2 — центральный кондиционер; 3 — вытяжной вентилятор; 4 — воздухозабор; 5 — эжекционный кондиционер-доводчик; 6 — регулирующий клапан на обратном трубопроводе

Построение процессов изменения состояния воздуха и определение нагрузки на аппараты обработки воздуха основано на классических уравнениях баланса теплоты, влаги, вредных газов для помещения, уравнениях баланса теплоты и уравнениях тепло массообмена для аппаратов СКВ. Совместное решение этих уравнений, частично нелинейных, результатом которого будут все необходимые для построения и определения нагрузки величины, из-за отсутствия программного обеспечения является трудным и в инженерной практике пока не применяется. Практически при выполнении инженерных расчетов делаются некоторые допущения и приближения, которые затем уточняются в ходе построения. Обязательным условием является учет конкретных технических особенностей оборудования, в частности эжекционных доводчиков, фэнкойлов, напольных конвекторов. Типоразмер фэнкойла или напольного конвектора определяется значениями расхода воздуха при соответствующей скорости вращения вентилятора, его холодо- и теплопроизводительности, а также площадью поверхности теплообмена, определяемой количеством рядов трубок теплообменника. На стадии построения процессов на i – d диаграмме и определения нагрузки на СКВ следует увязывать «потребности» помещения и технические возможности местных агрегатов. Связующим звеном должен стать расход рециркуляционного воздуха или расход его смеси с первичным воздухом через местный агрегат.

В схемах со смешением приточного и рециркуляционного воздуха расход воздуха через местный агрегат определяют из уравнения баланса теплоты для помещения, задаваясь значением температуры приточного воздуха на выходе из местного агрегата, которое определяется его месторaспо-

ложением: у стены, на потолке, в полу. Расход рециркуляционного воздуха через местный агрегат в схемах без смешения определяют также из уравнения баланса по явной теплоте в помещении, задаваясь значением температуры приточного воздуха в центральной СКВ и температурой рециркуляционного воздуха после охлаждения в местном агрегате $t^{м}{}_{п}$:

$$G_{реці} = \frac{3{,}6Q_{яі}^{изб} - c_{в}G_{ні}k_{t}(t_{в} - t_{п})}{c_{в}(t_{в} - t^{м}{}_{ni})}, \qquad (6.25)$$

где $G_{реці}$ — расход рециркуляционного воздуха, кг/час;

$Q_{яi}^{изб}$ — избыточное количество явной теплоты в помещении, Вт;

$t^{м}{}_{ni}$ — температура рециркуляционного воздуха после фэнкойла, °С;

$G_{нi}$ — расход приточного воздуха, подаваемого в i-тое помещение центральной установкой, кг/час.

Температура приточного (наружного) воздуха в центральной системе $t_{п}$ определяется условиями воздухораспределения, принятым типом воздухораспределителя, способом вентиляции (вытесняющая или перемешивающая). Как правило, предварительно задают рабочую разность температур в пределах рекомендуемых значений в зависимости от способа вентиляции и выбранного типа воздухораспределителя.

Температура воздуха после охлаждения в фэнкойле или напольном конвекторе изменяется в диапазоне 12–16°С и зависит от параметров воздуха в помещении, скорости вращения вентилятора, количества рядов трубок воздухоохладителя, расхода воды через теплообменник. Может быть ориентировочно принято среднее значение 14°С, которое уточняют после выбора типоразмера фэнкойла или напольного конвектора.

По ориентировочному расходу рециркуляционного воздуха подбирают типоразмер фэнкойла так, чтобы полученный расход был равен или близок расходу воздуха при максимальной или средней скорости вращения вентилятора через фэнкойл. При фактическом значении расхода, например для средней скорости вращения, уточняется температура воздуха после фэнкойла:

$$t^{м}{}_{п} = t_{в} - \frac{3{,}6Q_{я}^{изб} - G_{н}k_{t}(t_{в} - t_{п})}{G^{ср}{}_{рец}}. \qquad (6.26)$$

При построении процессов обработки воздуха возникает вопрос о способах охлаждения наружного воздуха в центральном кондиционере и рециркуляционного воздуха в поверхностном теплообменнике местного агрегата. Речь идет о так называемом "сухом" охлаждении, когда процесс охлаждения воздуха в поверхностном воздухоохладителе-теплообменнике происходит при постоянном влагосодержании, и "мокром" охлаждении, когда при температуре наружной поверхности теплообменника ниже точки росы охлаждаемого воздуха происходит конденсация водяных паров, содержащихся в воздухе, при этом воздух охлаждается с уменьшением влагосодержания.

Охлаждение воздуха в центральном кондиционере и местных агрегатах при постоянном влагосодержании возможно, например, для Москвы, когда влагосодержание наружного воздуха по параметрам Б меньше максимально возможного влагосодержания при верхнем уровне комфортных параметров и наблюдаются незначительные влаговыделения в помещении. Для тех географических пунктов, где расчетное влагосодержание наружного воздуха имеет более высокие значения, возникает необходимость в осушении воздуха для поддержания в помещении относительной влажности воздуха в диапазоне оптимальных значений. Осушение воздуха реализуется при "мокром" охлаждении.

Уравнение баланса по влаге помещения, оборудованного водовоздушной СКВ, при равенстве количества удаляемого из помещения и приточного воздуха $G_{у} = G_{п}$ и влагосодержания удаляемого воздуха влагосодержанию внутреннего воздуха имеет вид:

$$W + G_{н}d^{ч}{}_{п} - (G_{н} + G_{рец})\,d_{в} + G_{рец}d^{м}{}_{п} = 0, \qquad (6.27)$$

где W — количество влаги, выделяющейся в помещении, г/час;
$G_н$ — расход приточного воздуха (первичный), кг/час;
$G_{рец}$ — расход рециркуляционного воздуха через фэнкойл (вторичный), кг/час;
$d_в$ — влагосодержание внутреннего воздуха, г/кг;
$d^м{}_п$ — влагосодержание воздуха, охлажденного в фэнкойле, г/кг;
$d^ц{}_п$ — влагосодержание приточного воздуха, обработанного в центральном кондиционере, г/кг;

Возможные случаи обработки воздуха:

1. Наружный воздух подается в помещение без охлаждения и осушения, например местными приточными аппаратами или через отверстие в наружной стене и смесительную камеру фэнкойла или напольного конвектора. Тогда местный агрегат работает в режиме "мокрого" охлаждения. Из уравнения баланса по влаге 6.27 может быть определено влагосодержание воздуха на выходе из местного агрегата:

$$d^м{}_п = \frac{W + G_н d_н - (G_{рец} + G_н) d_в}{G_{рец}}. \qquad (6.28)$$

Полученное значение не должно выходить за минимально возможное значение влагосодержания из условия реализации процесса охлаждения в местном агрегате, определяемого температурой холодной воды.

2. Наружный воздух охлаждается и осушается в центральном кондиционере, в местном агрегате применяется «сухое» охлаждение, когда $d^м{}_{пр} = d_в$. В этом случае уравнение баланса влаги в помещении примет вид:

$$W + G_н(d^ц{}_п - d_в) = 0. \qquad (6.29)$$

Отсюда влагосодержание приточного воздуха после центрального кондиционера:

$$d^ц{}_п = d_в - \frac{W}{G_н}. \qquad (6.30)$$

Если полученное значение влагосодержания приточного воздуха больше минимально возможного $d_п > d_{мин}$, то в помещении можно поддерживать относительную влажность в заданных пределах, охлаждая и осушая наружный воздух только в центральном кондиционере. Под $d_{мин}$ понимают минимально возможное значение влагосодержания воздуха из условия реализации процесса охлаждения наружного воздуха в поверхностном воздухоохладителе центрального кондиционера (соотношение 5.15).

3. Наружный воздух охлаждается и осушается в центральном кондиционере и в местном агрегате. Если влагосодержание приточного воздуха меньше минимально возможного $d^ц{}_п < d_{мин}$, то осушения воздуха в центральном кондиционере не достаточно для ассимиляции влаги, выделяющейся в помещении. В этом случае принимается $d^ц{}_п = d_{мин}$ и определяется влагосодержание воздуха после охлаждения и осушения в местном агрегате $d^м{}_п$:

$$d^м{}_п = \frac{W + G_н d_{мин} - (G_{рец} + G_н) d_в}{G_{рец}}. \qquad (6.31)$$

Система кондиционирования воздуха с эжекционными кондиционерами-доводчиками

Центрально-местная система с эжекционными кондиционерами-доводчиками получила распространение в СССР. В этой разновидности водовоздушной системы в качестве местных агрегатов используют эжекционный кондиционер-доводчик. В настоящее время ведущие фирмы-производители сетевого оборудования для систем кондиционирования воздуха, например TROX, выпускают

индукционные устройства для работы в системах вытесняющей вентиляции, принцип работы которых подобен принципу работы эжекционных кондиционеров доводчиков. Такие системы находят применение для помещений с особыми требованиями по шуму, а также для взрывоопасных помещений.

Центральная система кондиционирования воздуха (рисунок 6.22) обеспечивает подачу в эжекционный кондиционер-доводчик 5, установленный в помещении, первичного воздуха. Эжекционный кондиционер-доводчик (ЭКД) (рисунок 6.23) имеет встроенный теплообменник для охлаждения или нагревания рециркуляционного воздуха, в трубках которого циркулирует соответственно холодная или горячая вода. Подача и смешение рециркуляционного воздуха обеспечивается за счет эффекта эжекции при движении первичного воздуха через сопла с высокой скоростью. Смесь охлажденного или нагретого рециркуляционного воздуха с первичным, обработанным в центральном кондиционере 2, поступает в помещения. К теплообменникам эжекционних доводчиков подводится холодная или горячая вода через систему трубопроводов, которая может быть чаще всего двух- и четырехтрубной. Четырехтрубная система обеспечивает включение холодо- и теплоносителя в любой доводчик в любое время, а при двухтрубной системе — только сезонное общее, пофасадное или групповое включение. Горячая и холодная вода подается к теплообменникам ЭКД от центральных источников тепло- и холодоснабжения. Регулирование температуры воздуха в помещении осуществляется изменением расхода холодо- теплоносителя с помощью регулирующего клапана 6 на обратном трубопроводе, встроенного в эжекционный доводчик, по сигналу датчика температуры воздуха в помещении.

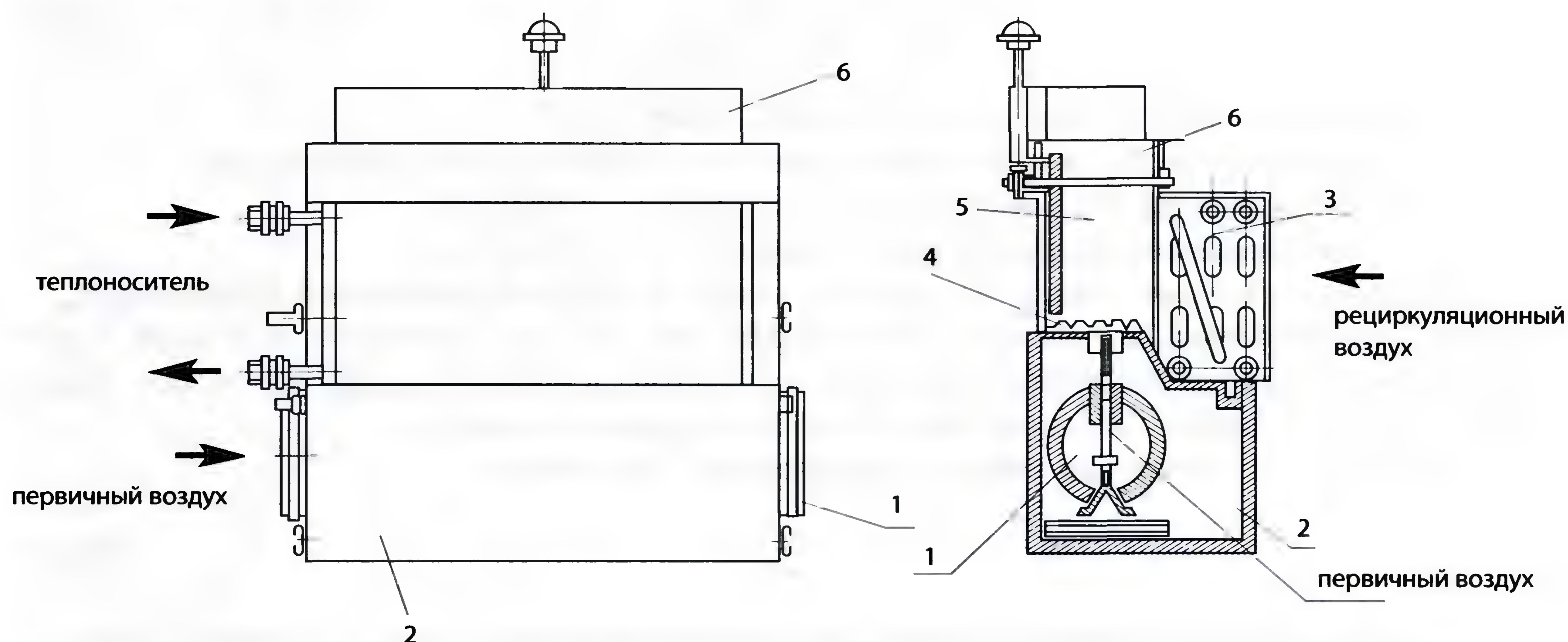


Рисунок 6.23. Схема эжекционного кондиционера-доводчика:

1 — воздуховод первичного воздуха; 2 — корпус; 3 — теплообменник; 4 — сопла; 5 — смесительная камера; 6 — патрубок приточного воздуха

Расход первичного воздуха в каждое помещение в системе с эжекционными доводчиками определяют как наибольшее из трех значений, полученных из условия удаления избыточной теплоты в помещении, из условия удаления избыточной влаги только первичным воздухом, полагая, что в теплообменнике ЭКД будет «сухое» охлаждение, и минимально необходимого расхода наружного воздуха, кг/час:

$$G_{ni} = макс\left\{G_{нi}^{\ Q}, G_{нi}^{\ W}, G_{нi}^{\ мин}\right\}, \tag{6.32}$$

где $G_{нi}^{Q}$ — расход воздуха из условия удаления избыточной теплоты, кг/час, определяемый по формуле:

$$G_{нi}^{Q} = \frac{3,6Q_{яi}^{изб}}{c_в k_t (t_в - t_п)(k_{эж} + 1)}, \quad (6.33)$$

где $Q_{яi}^{явн}$ — избыточное явное количество теплоты в i-том помещении, Вт;

$t_в$ — температура воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне помещения, °С;

$t_п$ — температура воздуха, подаваемого в помещение, °С;

$c_в$ — теплоемкость воздуха, кДж/кг °С;

k_t — коэффициент воздухообмена по теплоте (см. Главы 3 и 4);

$k_{эж}$ — коэффициент эжекции, равный отношению расхода вторичного воздуха к расходу первичного воздуха:

$$k_{эж} = \frac{G_{рец}}{G_н}, \quad (6.34)$$

где $G_{рец}$ — расход вторичного (рециркуляционного) воздуха, кг/час;

$G_н$ — расход первичного (наружного) воздуха, кг/час.

Эти расходы принимаются в зависимости от диаметра сопла для конкретной конструкции ЭКД;

$G_{нi}^{W}$ — расход воздуха из условия удаления избыточной влаги первичным воздухом, кг/час, кг/час, определяемый по формуле:

$$G_{нi}^{W} = \frac{W_i}{(d_в - d^ч{}_п)}, \quad (6.35)$$

где W_i — избыточное количество влаги в i-том помещении, г/кг;

$d_в$ — влагосодержание воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне помещения, г/кг;

$d^ч{}_п$ — влагосодержание первичного воздуха, подаваемого в ЭКД, г/кг;

$G_{нi}^{мин}$ — минимально необходимый расход наружного воздуха, кг/час.

Коэффициент эжекции зависит от диаметра сопел. Теоретически диапазон изменения $К_{эж}$ — от 1,8 до 7, но в обычных конструкциях ЭКД коэффициент эжекции изменяется от 2 до 3,5. В связи с этим в помещениях со значительными тепло- или влаговыделениями расход первичного воздуха может превышать минимально необходимый расход наружного воздуха.

Общий расход воздуха в центральном кондиционере будет равен:

$$G_n = \sum G_{ni}. \quad (6.36)$$

На i – d диаграмме (рисунок 6.24) изображен процесс обработки воздуха в водовоздушной системе кондиционирования воздуха с эжекционными доводчиками, обслуживающей два помещения для теплого и холодного периода года. В эжекционном доводчике используется схема со смешением обработанного в центральном кондиционере первичного воздуха и охлажденного или нагретого рециркуляционного воздуха в теплообменнике ЭКД. Датчики температуры воздуха в помещении настроены на одно и то же значение температуры — точка $В^т$ определяет состояние внутреннего воздуха в помещениях в теплый период года. Наружный воздух (точка $Н^т$) охлаждается и осушается до минимально возможного значения влагосодержания d_o в поверхностном воздухоохладителе или оросительной камере, и его конечное состояние характеризует точка О. Положение точки $О$, а следовательно, и линию d_o = const выбирают так, чтобы в помещении с максимальными влаговыделениями относительная влажность воздуха не превышала максимальное значение, например 60%. В вентиляторе и приточных воздуховодах приточный воздух нагревается на 1–1,5°С (линия $ОП$). В сопла эжекционного доводчика первичный воздух поступает с параметрами точки $П^т$.

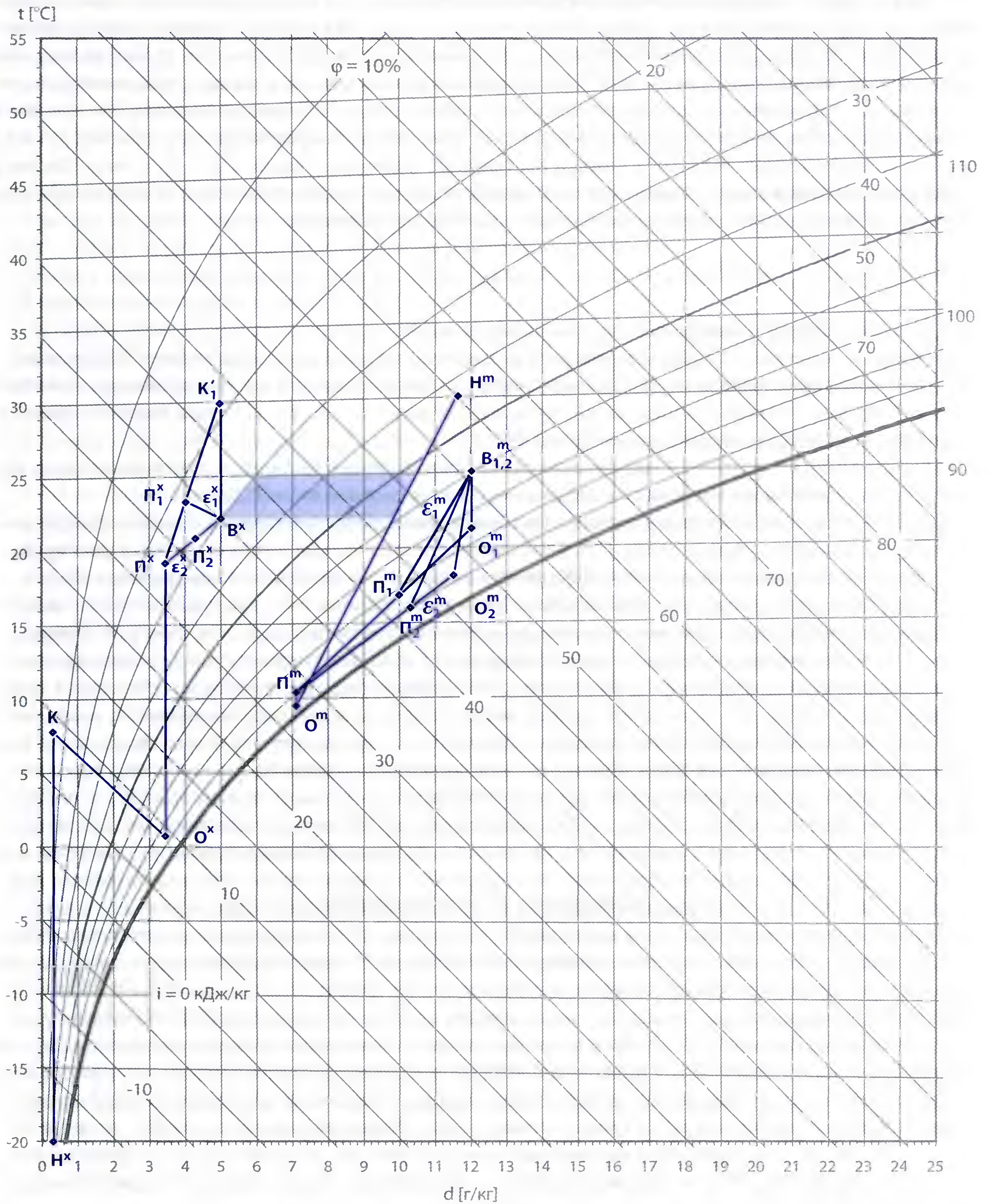


Рисунок 6.24. Процесс обработки воздуха в водовоздушной системе кондиционирования воздуха с эжекционными доводчиками, которая обслуживает два помещения, для теплого и холодного периода года

Через точку $B^m_{1,2}$ проходят лучи изменения состояния воздуха в двух помещениях с соответствующими значениями угловых коэффициентов процесса ε_1^m и ε_2^m. На пересечении этих линий с линиями постоянной температуры t_n = const для каждого помещения находятся точки, характеризующие состояние приточного воздуха $П_1^m$ и $П_2^m$ в теплое время года. В первом помещении все влагоизбытки удаляются первичным воздухом, поэтому в теплообменнике ЭКД воздух охлаждается при постоянном влагосодержании до состояния в точке O_1^m, полученной в результате пересечения линии, проходящей через точки $П^m$ и $П_1^m$ с линией постоянного влагосодержания $d^м_{o1} = d_{в1}$ = const. По экспериментальным данным, полученным Кокориным О. Я., для выполнения этого условия в трубки теплообменника должна поступать холодная вода с начальной температурой:

$$t_{хв} \geq t_{тр} - 2,$$

где $t_{тр}$ — температура точки росы воздуха в помещении, °С.

Во втором помещении требуется «мокрое» охлаждение воздуха в теплообменнике ЭКД до соответствующего влагосодержания $d^м_{o2}$, для чего требуется другая температура холодной воды на входе в теплообменник. На пересечении линии, проходящей через точки $П$ и $П_2^m$ с линией постоянного влагосодержания $d^м_{o2} = const$, получают точку O_2^m.

Отрезки $ПП_1^mO_1^m$ и $ПП_2^mO_2^m$ определяют процессы смешения потоков первичного воздуха из центральной установки и вторичного, охлажденного в теплообменнике ЭКД.

По результатам построения определяют требуемое значение коэффициента эжекции и подбирают соответствующий диаметр сопел. При необходимости построение может быть откорректировано с учетом фактического значения коэффициента эжекции для выбранного типоразмера ЭКД.

В холодный период года в теплообменники ЭКД, размещенные в периметральной зоне, может подаваться горячая вода, и они берут на себя функцию отопительных приборов. Точка B^x определяет состояние внутреннего воздуха во всех помещениях в холодный период года. Температура и энтальпия первичного воздуха при поступлении в ЭКД должны быть ниже температуры и энтальпии внутреннего воздуха, что позволяет удалять теплоизбытки в отдельных помещениях, например внутренней зоны. Они могут быть определены расчетом из уравнения теплового баланса для характерного помещения с максимальными теплопоступлениями. Влагосодержание первичного воздуха определяют по формуле 6.30 для помещения, где наблюдаются наименьшие влагопоступления. На пересечении линии $d^ч_n = const$ и $\varphi_в = 90\%$ получают точку O^x, характеризующую состояние первичного воздуха после блока адиабатного увлажнения. Наружный воздух (точка H^x) нагревается в воздухонагревателе до состояния в точке K, полученной на пересечении линии постоянного влагосодержания $d^x_н = const$ и постоянной энтальпии $i_o^x = const$, и увлажняется и охлаждается в блоке адиабатного увлажнения до состояния точки O^x. Через точку B^x проводят лучи изменения состояния воздуха в помещениях с соответствующими значениями угловых коэффициентов процесса ε_1^x и ε_2^x, на пересечении которых с изотермами приточного воздуха находят точки $П_1^x$ и $П_2^x$, характеризующие состояние смеси первичного и вторичного воздуха на выходе из ЭКД в соответствующих помещениях. Линии $П_1^xB^x$, $П_2^xB^x$ — лучи процессов изменения состояния приточного воздуха в этих помещениях. Температуру приточного воздуха в соответствующих помещениях вычисляют из уравнений теплового баланса по явной теплоте при известном количестве приточного воздуха, определенном для теплого периода года при выборе ЭКД. Далее соединяют точку $П^x$ с точками $П_1^x$ и $П_2^x$. Во втором помещении с максимальными теплопоступлениями не требуется нагревание воздуха в теплообменнике ЭКД, в первом помещении с недостатком теплоты воздух нагревается в теплообменнике ЭКД до состояния в точке K_1, полученной на пересечении линий постоянного влагосодержания $d_в = const$ и продолжения линии $П^xП_1^x$.

При уменьшении недостатка теплоты в помещении увеличивается температура внутреннего воздуха и по сигналу датчика температуры воздуха уменьшается расход горячей воды через теп-

лообменник ЭКД. При избытках теплоты в помещении прекращается подача воды в теплообменник ЭКД, и они удаляются только первичным воздухом, поступающим из центральной установки. При дальнейшем увеличении теплопоступлений, когда ассимилирующей способности первичного воздуха оказывается недостаточно, в теплообменники ЭКД подается холодная вода и система переключается на режим охлаждения.

Система кондиционирования воздуха с ЭКД имеет целый ряд преимуществ перед другими системами:

— снижение расхода электроэнергии на транспортировку первичного воздуха в центральной системе за счет доведения расхода воздуха до его минимальных значений, а также уменьшение капитальных затрат на оборудование центрального кондиционера;
— обогрев помещений в режиме естественной конвекции исключает необходимость устройства дополнительной системы отопления;
— сосредоточение в одном месте оборудования (центрального кондиционера, центрального источника теплоты и холода) облегчает и улучшает эксплуатацию;
— отсутствие вентиляторов в агрегате, установленном в помещении, повышает надежность системы, уменьшает шум;
— благодаря местной рециркуляции воздуха отпадает необходимость прокладки рециркуляционных воздуховодов, установки рециркуляционных вентиляторов.

В то же время система кондиционирования воздуха с ЭКД не лишена недостатков:

— в помещениях, оборудованных ЭКД, невозможно поддерживать относительную влажность воздуха на заданном уровне;
— для обеспечения давления перед соплами *P = 500–300 Па* необходимо создать повышенные скорости выхода воздуха из сопел *v = 15–20 м/с*, поэтому в СКВ с эжекционными доводчиками применяются вентиляторы среднего и высокого давления, что связано с дополнительными затратами электроэнергии по сравнению с системами с вентиляторными доводчиками;
— расход рециркуляционного воздуха через ЭКД остается постоянным, так как эжекционные доводчики работают с постоянным коэффициентом эжекции;
— ограничения по коэффициенту эжекции приводят к необходимости увеличения расхода первичного воздуха сверх минимально необходимого для ассимиляции значительных теплоизбытков и влагоизбытков в помещении, с чем связан некоторый перерасход электрической, тепловой энергии и холода в центральной системе по сравнению с многозональной водовоздушной системой с вентиляторными доводчиками.

Система кондиционирования воздуха с вентиляторными доводчиками

Это вариант водовоздушной СКВ, в которой в качестве местных агрегатов используются фэнкойлы или напольные конвекторы. В центральной установке кондиционирования воздуха обрабатывается суммарное количество минимально необходимого наружного воздуха, подаваемого в помещения. Первичный воздух по сети воздуховодов (рисунок 6.25) поступает непосредственно в помещение через воздухораспределители или в вентиляторный доводчик 5, если его конструкция предусматривает смешение наружного и рециркуляционного воздуха. В вентиляторном доводчике (рисунок 6.26) проходит обработку рециркуляционный воздух, забираемый из помещения (вторичный воздух), или смесь первичного и рециркуляционного воздуха. В зависимости от периода года воздух может охлаждаться или нагреваться в теплообменнике вентиляторного доводчика. К теплообменнику 2 по системе трубопроводов подводится холодная вода в теплый период года или горячая вода в переходный или холодный период года. Движение воздуха через теплообменник в отличие от эжекционных доводчиков обеспечивает встроенный вентилятор 1.

Поддержание заданной температуры в каждом помещении осуществляется системой управления. В соответствии с заданной температурой воздуха в помещении изменяется скорость вращения вен-

тилятора (низкая, средняя, высокая) и расход теплоносителя через теплообменник. Для этого в конструкции вентиляторного доводчика предусмотрены специальные регулирующие устройства 7 и 6.

Рисунок 6.25. Схема СКВ с вентиляторными доводчиками:

1_1, 1_2, 1_3 — помещения; 2 — центральный кондиционер; 3 — вытяжной вентилятор; 4 — воздухозабор; 5 — вентиляторный доводчик; 6 — регулирующий клапан на обратном трубопроводе; 7 — регулятор скорости вращения вентилятора вентиляторного доводчика



Рисунок 6.26. Схема вентиляторного доводчика:

1 — вентиляторы; 2 — теплообменник; 3 — электродвигатель вентиляторов

В результате система кондиционирования воздуха с вентиляторными доводчиками при сохранении минимального воздухообмена обеспечивает поддержание требуемой температуры воздуха в каждом помещении независимо от времени года и изменения нагрузки на СКВ. Относительная влажность воздуха в помещениях также поддерживается в пределах оптимальных значений, хотя поддержание строго заданных значений относительной влажности воздуха в данной системе невозможно.

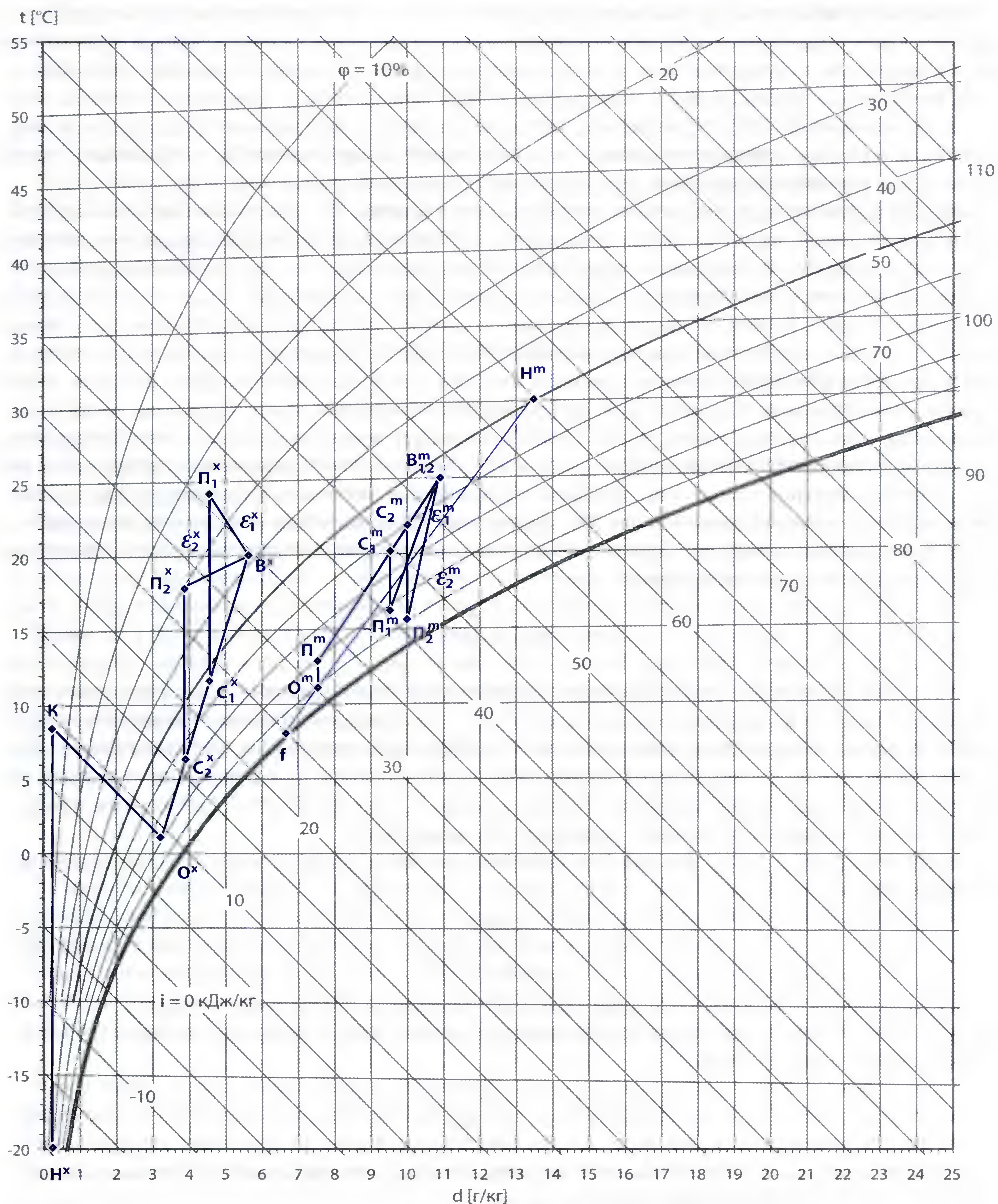


Рисунок 6.27. Построение процессов изменения состояния воздуха в водовоздушной СКВ со смешением наружного воздуха, обработанного в центральном кондиционере, и рециркуляционного воздуха в смесительной камере фэнкойла и обработкой смеси в фэнкойле теплый и холодный периоды года для двух помещений

Расход первичного воздуха в каждое помещение в системе с вентиляторными доводчиками определяют как минимально необходимое количество наружного воздуха, что является отличительной особенностью и преимуществом этой системы перед другими многозональными системами.

На рисунке 6.27 показано построение на i – d диаграмме процессов изменения состояния воздуха в водовоздушной СКВ со смешением наружного воздуха, обработанного в центральном кондиционере, и рециркуляционного воздуха в смесительной камере фэнкойла и обработкой смеси в фэнкойле в теплый и холодный периоды года для двух помещений.

Точка H^m характеризует состояние наружного воздуха, точка B^m — состояние внутреннего воздуха в теплый период года. На линии насыщения $\varphi_в = 100\%$ отмечают точку предельного состояния воздуха при «мокром» охлаждении в поверхностном воздухоохладителе центрального кондиционера (средняя температура поверхности воздухоохладителя) при температуре $t_f = t_{хв} + (3 \div 5)$ Соединяют полученную точку с точкой H^m, характеризующей состояние наружного воздуха, и на этой линии находят точку O^m, характеризующую конечное состояние охлажденного и осушенного воздуха, определив предварительно значение конечной относительной влажности воздуха для этой точки согласно рекомендациям Кокорина О. Я. [29]. Определяют значение влагосодержания воздуха $d_{мин}$ в точке конечного состояния воздуха. Из точки O^m проводят линию постоянного влагосодержания $d_{мин} = const$ до пересечения с изотермой $t_п = t_о + 1$°C. Отрезок O^m–$П^m$ учитывает подогрев первичного воздуха в вентиляторе за счет перехода механической энергии в тепловую и воздуховодах. Положение точки внутреннего воздуха $B^m_{1,2}$ определяют на пересечении изотермы и линии постоянного влагосодержания внутреннего воздуха $d_в = const$, определяя последнее из уравнения баланса по влаге для характерного помещения:

$$d_в = d_{мин} + \frac{W}{G_н}. \tag{6.37}$$

Через точку B^m проводят лучи изменения состояния воздуха в помещениях с соответствующими значениями угловых коэффициентов процесса ε_1^m и ε_2^m. По заданному значению температуры приточного воздуха определяют положение точек $П^m_1$ и $П^m_2$, характеризующих состояние приточного воздуха на выходе из вентиляторных доводчиков, на линии процесса в помещении и параметры воздуха в этих точках: влагосодержание $d^м_{пi}$ и энтальпию $i^м_{пi}$. Линии $П^m_1B^m$, $П^m_2B^m$ — лучи процессов изменения состояния приточного воздуха в этих помещениях.

Определяют расход смеси наружного и рециркуляционного воздуха через вентиляторный доводчик, кг/час:

$$G_{смi} = \frac{3{,}6Q^л_{яi}}{c_в \kappa_t (t_в - t^м_п)}. \tag{6.38}$$

Подбирают вентиляторный доводчик, и определяют фактический расход воздуха через него при средней (максимальной) скорости вращения вентилятора $G^{ср}_ф$ и требуемую температуру воздуха после охлаждения в фэнкойле:

$$t^м_{пi} = t_в - \frac{3{,}6Q^{изб}_{яi}}{c_в \kappa_t G^{ср}_{фi}}. \tag{6.39}$$

Уточняют положение точек $П^m_1$ и $П^m_2$ и определяют параметры воздуха в этих точках: влагосодержание, энтальпию и относительную влажность.

Соединяют точку $П^m$ с точкой B^m, на пересечении этой линии с линией постоянного влагосодержания воздуха $d^м_{пi} = const$ получают точки $C_1{}^m$ и $C_2{}^m$, характеризующие состояние смеси обработанного наружного воздуха в центральном кондиционере и рециркуляционного воздуха в соответствующем помещении.

На основе построения вычисляют расход холода на охлаждение смеси наружного и рециркуляционного воздуха в фэнкойле для конкретного помещения, кВт:

$$Q^{м}_{xi} = 0{,}278G_{фi}(i_c - i^{м}_{пi}), \qquad (6.40)$$

где i_c, $i^{м}_{пi}$ — энтальпия смеси воздуха на входе и выходе из фэнкойла, кДж/кг.

Также вычисляют удельный расход холода на охлаждение наружного воздуха в центральном кондиционере, расход холода для конкретного помещения и общий расход холода на охлаждение наружного воздуха в центральном кондиционере, кВт:

$$q^{ч}{}_{x} = 0{,}278\,(i_н - i_о), \qquad (6.41)$$

$$Q^{ч}{}_{xi} = 0{,}278G_{нi}(i_н - i_о), \qquad (6.42)$$

$$Q^{ч}{}_{x} = 0{,}278G_н(i_н - i_о), \qquad (6.43)$$

где $i_н$, $i_о$ — энтальпия воздуха соответственно наружного и после поверхностного воздухоохладителя центрального кондиционера , кДж/кг.

При уменьшении теплопоступлений в помещении уменьшается подача холодной воды в теплообменник вентиляторного доводчика, при дальнейшем снижении нагрузки уменьшается расход воздуха путем переключения на более низкую скорость вращения вентилятора до полной его остановки. Тогда теплоизбытки в помещении будут ассимилироваться только первичным воздухом.

Точки $Н^х$ и $В^х$ характеризуют состояние наружного и внутреннего воздуха в расчетном режиме для холодного периода года. На i – d диаграмме через точку $В^х$ проводят лучи процесса изменения состояния воздуха в помещении $\varepsilon_1{}^x$ и $\varepsilon_2{}^x$. В первом помещении наблюдается недостаток теплоты, во втором помещении — избыток теплоты.

Вычисляют температуру приточного воздуха из уравнения теплового баланса по явной теплоте для каждого помещения:

$$t^{м}{}_{пi} = t_в - \frac{3{,}6Q^{изб}{}_{яi}}{c_в K_t G^{макс}{}_{фi}}. \qquad (6.44)$$

По найденному значению $t^{м}{}_{пi}$ определяют положение точек $П_1{}^x$ и $П_2{}^x$, характеризующих состояние воздуха на выходе из вентиляторных доводчиков, на линии процесса в помещении. Через точки $П_1{}^x$ и $П_2$ проводят линии постоянного влагосодержания воздуха $d^{м}{}_{пi} = const$.

Определяют влагосодержание воздуха, обработанного в центральном кондиционере $d_о$:

$$d_о = \frac{(G_н + G_{рец})d^{м}{}_{п2} - G_{рец}d_в}{G_н}. \qquad (6.45)$$

Через точку $Н^х$, характеризующую состояние наружного воздуха в холодный период года, проводят линию постоянного влагосодержания $d_н = const$. Положение точки $О^х$ определяют на пересечении линии постоянного влагосодержания $d_о = const$ и $\varphi_о = 90–95\%$, характеризующей состояние воздуха на выходе из камеры орошения. Через точку $О^х$ проводят линию постоянной энтальпии и на пересечении этой линии с линией постоянного влагосодержания $d_н = const$ получают точку $К$, характеризующую состояние воздуха на входе в блок адиабатного увлажнения после подогревателя первой ступени. При построении процесса для холодного периода повышение температуры в приточных воздуховодах и вентиляторе допускается не учитывать. Поэтому соединяют точку $О^х$ с точкой $В^х$ и на пересечении этой линии с линией $d^{м}{}_{пi} = const$ получают точки $C_1{}^x$ и $C_2{}^x$, характеризующие состояние смеси первичного воздуха с рециркуляционным в вентиляторном доводчике. Тогда от-

резки $C_1^xП_1^x$ и $C_2^xП_2^x$ характеризуют процессы нагревания воздуха в теплообменниках вентиляторных доводчиков.

Минимальное количество наружного воздуха нагревается в воздухонагревателе центрального кондиционера, затем увлажняется при постоянной энтальпии до $\varphi_o = 90–95\%$, а затем поступает в смесительную камеру вентиляторного доводчика, где смешивается с рециркуляционным воздухом и нагревается в его теплообменнике.

На основе построения процесса обработки воздуха для холодного периода для принятой схемы определяют расходы теплоты на нагревание воздуха в воздухонагревателе центрального кондиционера:

$$Q^{ц}_{т1} = 0{,}278G_н(t_к - t_н) \qquad (6.46)$$

и расход теплоты на нагревание смеси воздуха в вентиляторном доводчике:

$$Q^{м}_{т1} = 0{,}278\,(G_{рецi} - G_{нi})\,(t^{м}_{пi} - i_{ci}). \qquad (6.47)$$

Преимуществами системы с вентиляторными доводчиками являются:
— производительность по воздуху центральной установки наименьшая по сравнению с другими системами, так как определяется минимально необходимым количеством наружного воздуха;
— лучшие эксплуатационные показатели по сравнению с другими системами в центральной системе (расходы теплоты, холода и воды на обработку воздуха);
— гибкость системы;
— функция отопления помещений в холодное время года.

Недостатки систем с вентиляторными доводчиками:
— более трудоемкое обслуживание по сравнению с центральными системами, так как работы следует проводить во всех помещениях здания;
— требуется система отвода конденсата, образующегося при охлаждении воздуха с осушением, которую необходимо периодически чистить;
— фильтры, встроенные в фэнкойл, имеют малые размеры, низкую эффективность, требуют проведения регенерации;
— невозможно точно поддерживать заданную относительную влажность в помещении;
— при работе вентилятора в помещении создается шум;
— вентиляторы доводчиков потребляют электроэнергию.

ГЛАВА 7

Анализ работы центральной системы кондиционирования воздуха

Общие положения 294
Анализ работы центральной системы кондиционирования воздуха при изменении параметров наружного климата 294
Алгоритм функционирования центральной однозональной прямоточной СКВ спортивного зала со вторым подогревом 295
Алгоритм функционирования центральной однозональной прямоточной СКВ спортивного зала с управляемым процессом в блоке адиабатного увлажнения или байпасом и управляемым процессом в водяном воздухоохладителе 300
Алгоритм функционирования системы кондиционирования воздуха с воздуховоздушными поверхностными теплообменниками для регенерации теплоты удаляемого воздуха 304
Алгоритм функционирования центральной однозональной прямоточной СКВ спортивного зала с увлажнением воздуха в блоке парового увлажнения и управляемым процессом в водяном воздухоохладителе 305
Алгоритм функционирования центральной однозональной СКВ с первой рециркуляцией и управляемым адиабатным процессом в оросительной камере для зрительного зала кинотеатра 307
Алгоритм функционирования центральной однозональной СКВ с первой рециркуляцией и управляемым адиабатным процессом в оросительной камере, выполняющей функцию отопления в холодный период года 311
Алгоритм функционирования центральной однозональной СКВ с первой рециркуляцией, управляемым процессом в поверхностном воздухоохладителе, увлажнении воздуха паром для зрительного зала кинотеатра 313
Анализ работы центральной системы кондиционирования воздуха при изменении тепловой и влажностной нагрузки в помещении 315
Выбор технологической схемы обработки воздуха в центральном кондиционере 319

Общие положения

Постоянно изменяющиеся наружные климатические условия и тепло- и влагопоступления в помещении определяют алгоритм функционирования СКВ. Под алгоритмом функционирования СКВ понимается программа выполнения и последовательной смены технологических процессов обработки воздуха в аппаратах СКВ, иначе — последовательность определенных режимов обработки воздуха. Алгоритм функционирования СКВ является основой для составления технологической схемы обработки воздуха, подбора оборудования центрального кондиционера, определения технологических показателей работы СКВ (расходов холода, теплоты, воды и электроэнергии) за годовой цикл ее работы и выбора наиболее оптимальной последовательности обработки воздуха, а также основой для разработки функциональной схемы автоматического регулирования.

Построение процессов на i – d диаграмме для двух расчетных точек, для холодного и теплого периода, так же, как и представление хода параметров наружного климата в виде некоторой кривой линии, не дает возможности правильно выбрать технологическую последовательность обработки воздуха, определить годовые энергетические показатели работы СКВ, разработать функциональную схему автоматического регулирования СКВ.

Алгоритм функционирования составляют на основе пошагового анализа всего цикла работы системы кондиционирования воздуха от минимальных до максимальных расчетных значений параметров наружного воздуха для географического пункта района строительства. Для правильного определения нагрузки на аппараты обработки воздуха и управления ими необходим анализ функционирования СКВ при расчетных значениях параметров наружного климата при изменяющихся тепло- и влагопоступлениях в помещении. Анализ работы центральной системы кондиционирования воздуха проводят с использованием i – d диаграммы влажного воздуха графоаналитическим способом, возможно проведение анализа аналитическим способом с использованием компьютерной программы расчета. Ему предшествует предварительный выбор варианта технологической схемы обработки воздуха для расчетных условий теплого и холодного периодов года (см. Главу 5).

Анализ работы центральной системы кондиционирования воздуха при изменении параметров наружного климата

Для выявления режимов функционирования СКВ при изменяющихся параметрах наружного воздуха на i – d диаграмму наносят границы зон наружного климата. Каждой зоне наружного климата будет отвечать определенная последовательность обработки воздуха, а границы зон будут определять значения параметров наружного воздуха, при которых следует переходить с одного режима обработки воздуха на другой. Расчетная область возможных состояний наружного воздуха ограничена изотермами расчетных значений температуры наружного воздуха для теплого периода года сверху и для холодного периода — снизу, изоэнтальпами расчетных значений энтальпии для теплого и холодного периода года и предельными значениями относительной влажности воздуха. Максимально возможная относительная влажность наружного воздуха — 100%, минимально возможная — при отсутствии данных метеорологических наблюдений — принимается не более 20%. Для каждой местности может быть определено максимальное значение влагосодержания наружного воздуха, которое наблюдается в самый теплый месяц — июль. В СНиП «Строительная климатология» приводятся для каждого географического пункта значения средней максимальной температуры воздуха и среднемесячное значение относительной влажности воздуха наиболее теплого месяца. По двум параметрам наружного воздуха может быть определено максимальное значение влагосодержания воздуха в самый теплый месяц. Например, для Москвы при средней максимальной температуре наиболее

теплого месяца $t_н^{макс} = 23{,}6°C$ и среднемесячном значении относительной влажности воздуха наиболее теплого месяца $\varphi_н^{срм} = 70\%$ максимальное влагосодержание воздуха составит $d_н^{макс} = 13$ *г/кг*, тогда как при расчетных параметрах Б наружного воздуха ($t_н^Б = 28{,}5°C$, $i_н^Б = 54$ кДж/кг) расчетное влагосодержание наружного воздуха составляет $d_н^Б = 9{,}9$ г/кг. Это следует учитывать при проектировании систем кондиционирования воздуха помещений, в которых определяющим параметром микроклимата является относительная влажность воздуха, например для бассейнов, производственных помещений полиграфических, текстильных предприятий и т.д. Расчетная область параметров наружного климата abcdefg представлена на рисунке 7.1. В реальных условиях работы системы кондиционирования воздуха точки, характеризующие состояние наружного воздуха, могут выходить за пределы расчетной области наружного климата, в это непродолжительное время в помещении может наблюдаться отклонение параметров воздуха от заданных значений. Допустимая продолжительность отклонения определяется коэффициентом обеспеченности расчетных внутренних условий, который зависит от уровня требований к поддержанию микроклимата.

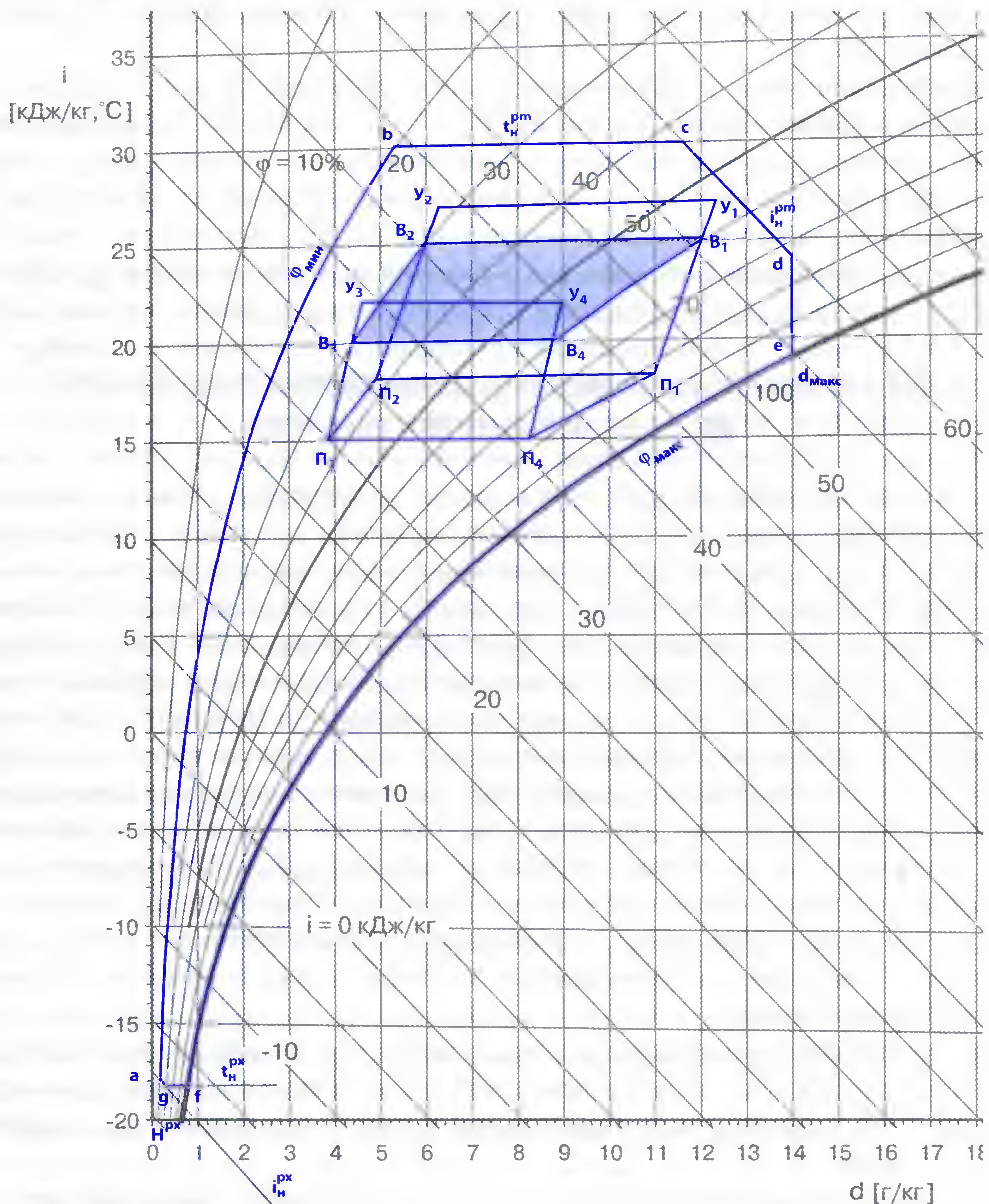


Рисунок 7.1. Изображение на i – d диаграмме расчетных областей:
параметров наружного воздуха (abcdefg); внутреннего воздуха $В_1В_2В_3В_4$ и приточного воздуха $П_1П_2П_3П_4$

Для построения зон наружного климата с определенной последовательностью обработки воздуха на i – d диаграмму наносят область оптимальных параметров внутреннего воздуха в помещении. Эта область может быть представлена в виде точки или линии при технологическом кондиционировании воздуха или в виде косоугольного четырехугольника при технологическом и комфортном кондиционировании воздуха. Область ограничена изотермами максимальной и минимальной температуры воздуха и линиями, соединяющими точки с максимальным значением относительной влажности воздуха и минимальным значением относительной влажности воздуха для теплого и холодного периодов года. Значения расчетных оптимальных параметров воздуха в помещении принимают по нормам в зависимости от назначения помещения (см. Главу 3). В общем случае, когда температуру воздуха в помещении задают в диапазоне значений $t_в^{макс} - t_в^{мин}$, а относительную влажность воздуха — в диапазоне $\varphi_в^{макс} - \varphi_в^{мин}$ (при этом максимальные значения температуры и относительной влажности воздуха соответствуют максимальным значениям для теплого периода года и минимальные значения — для холодного периода года), расчетное состояние воздуха в помещении будет представлять зона $B_1B_2B_3B_4$.

Через крайние точки области оптимальных параметров воздуха в помещении проводят линии с угловыми коэффициентами ε^x (точки B_3 и B_4) и ε^m (точки B_1 и B_2), характеризующие процессы изменения состояния воздуха, соответственно, в холодный и теплый период года в помещении на этих линиях откладывают соответствующую рабочую разность температур (см. Главу 4) и получают область параметров приточного воздуха $П_1П_2П_3П_4$. Направление процесса изменения состояния воздуха в помещении, так же, как и рабочие разности температур, для точек с параметрами B_2 ($t_в^{макс}$, $d_в^{мин}$) и B_4 ($t_в^{мин}$, $d_в^{макс}$) можно условно считать такими же, как и для расчетных точек B_1 и B_3, так как тепло- и влаговыделения в помещении определяются, прежде всего, значением температуры воздуха в помещении. Если параметры воздуха, удаляемого из помещения, отличаются от параметров воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне, например, при вытесняющей вентиляции или распределении воздуха из-под пола, то на линии процессов изменения состояния воздуха в помещении наносят точки, характеризующие состояние удаляемого воздуха при известных значениях температуры удаляемого воздуха и получают область параметров удаляемого воздуха $У_1У_2У_3У_4$ (рисунок 7.1). Построение верно для того случая, когда в холодное время года СКВ выполняет функции охлаждения помещения, а система водяного отопления полностью компенсирует теплопотери помещения, что является нерациональным. Если СКВ в холодное время года берет на себя функции отопления помещения, когда система водяного отопления полностью или частично отключается, то следует дополнительно определить угловой коэффициент процесса изменения состояния воздуха в помещении в переходный период ε^n и провести через точки, соответствующие минимальному значению температуры воздуха в помещении B_3 и B_4, линии с угловыми коэффициентами ε^n (рисунок 7.2). Тогда область параметров приточного воздуха для периода от переходного до теплого времени года будет $П_1П_2П_3П_4$, а в период от переходного до расчетных параметров холодного периода года будет характеризоваться линией, соединяющей точки, лежащие на прямых $П_3П_5$ и $П_4П_6$, при этом угловой коэффициент процесса в помещении будет изменяться от максимального значения ε^n для переходного периода до минимального значения ε^x для холодного периода.

Дальнейшее построение границ зон, на которые делится область параметров наружного климата, для каждой из которых существует определенная последовательность процессов обработки воздуха в аппаратах СКВ, зависит от выбранного варианта технологической схемы обработки воздуха для расчетных условий.

Рассмотрим несколько примеров составления алгоритма функционирования центральных систем кондиционирования воздуха при изменении параметров наружного климата.

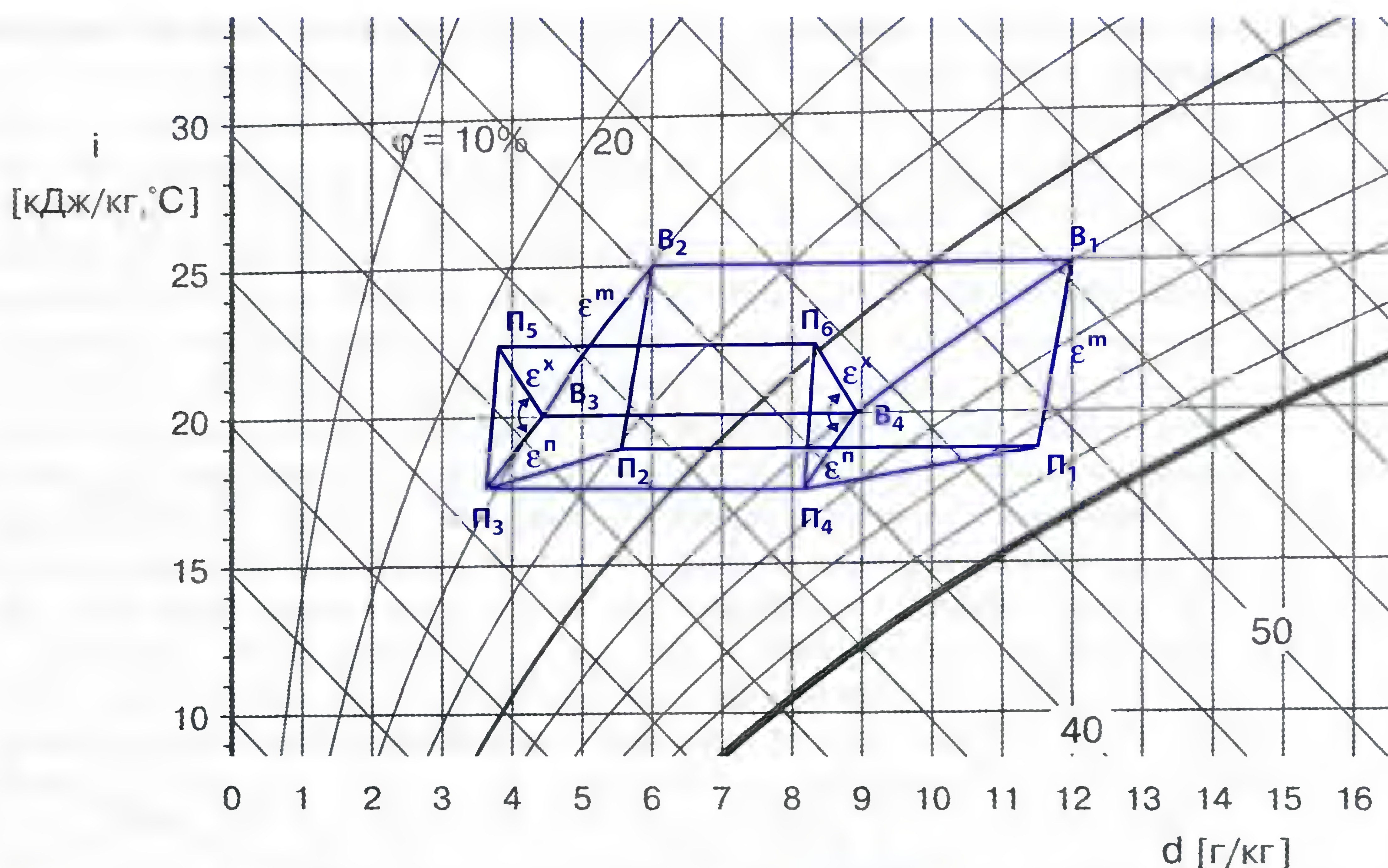


Рисунок 7.2. Изображение на i – d диаграмме расчетной области параметров приточного воздуха для СКВ, выполняющей функцию отопления помещения в холодный период

Алгоритм функционирования центральной однозональной прямоточной СКВ спортивного зала со вторым подогревом

Технологической схемой обработки воздуха при расчетных параметрах теплого периода года предусмотрено: охлаждение и осушение наружного воздуха в поверхностном воздухоохладителе, нагревание в воздухонагревателе второй ступени, подогрев в вентиляторе и воздуховодах на 1°С.

При расчетных параметрах наружного воздуха для холодного периода года воздух нагревается в воздухонагревателе первой ступени, адиабатно увлажняется в камере орошения или блоке сотового увлажнения и нагревается в воздухонагревателе второй ступени. Расход приточного воздуха $G_п$ постоянный и равен минимально необходимому расходу наружного воздуха $G_н^{мин}$.

Анализ работы центральной системы кондиционирования воздуха проводим с использованием i – d диаграммы влажного воздуха, все построения отражены на рисунке 7.3.

1. Для построения границ зон наносим на i – d диаграмму область оптимальных параметров микроклимата в помещении спортивного зала:

$$19°С \le t_в^{опт} \le 25°С \text{ и } 45\% \le \varphi_в^{опт} \le 60\%.$$

Минимальное значение относительной влажности воздуха в холодный период года принято равным 45% из условия работы блока адиабатного увлажнения при положительной температуре воды (температура мокрого термометра).

2. Через крайние точки области оптимальных параметров воздуха в помещении проводим линии с угловыми коэффициентами $\varepsilon^х$ (точки $В_3$ и $В_4$) и $\varepsilon^т$ (точки $В_1$ и $В_2$), откладываем на этих линиях соответствующие значения рабочей разности температур и получаем область параметров приточного воздуха $П_1П_2П_3П_4$. В помещении принята перемешивающая вентиляция, воздух подается настилающимися струями в верхнюю зону и удаляется из верхней зоны вне прямого дейс-

твия приточной струи. Поэтому параметры воздуха, удаляемого из помещения, не отличаются от параметров воздуха в обслуживаемой зоне.

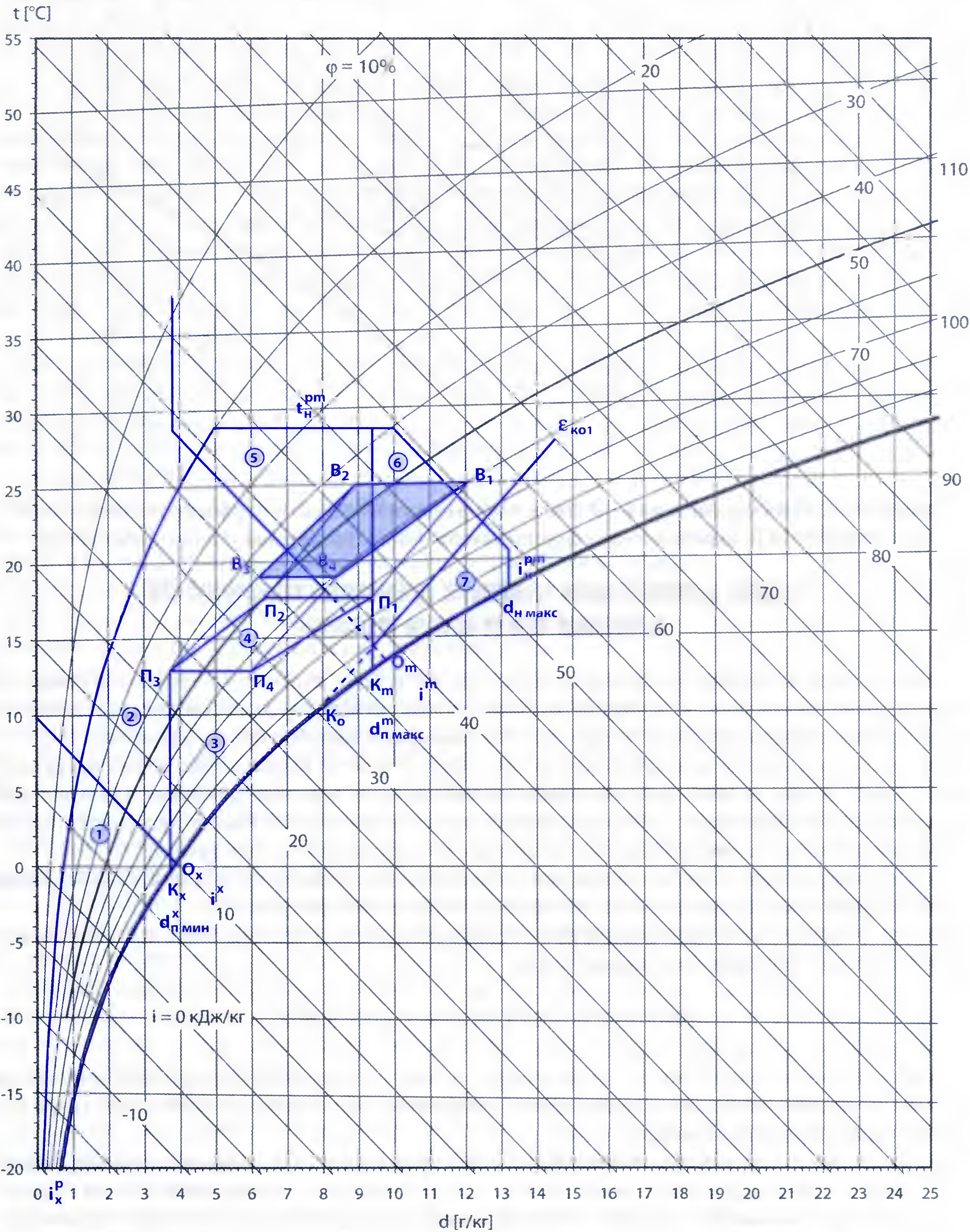


Рисунок 7.3. Алгоритм функционирования центральной однозональной СКВ спортивного зала со вторым подогревом

3. Для построения границ первой зоны проводим через точку $П_3$ с параметрами $i_n^{x\,мин}$, $d_n^{x\,мин}$ линию постоянного влагосодержания $d_n^{x\,мин} = const$, а через точку O_x пересечения этой линии с $\varphi = 90\%$, — линию постоянной энтальпии $i_x = const$. Первая зона характеризует параметры состояния наружного климата, когда $i_н \le i_x$ и $d_н \le d_n^{x\,мин}$. Ей соответствует следующая последовательность обработки воздуха: нагревание наружного воздуха в воздухонагревателе первой ступени, адиабатное увлажнение и нагревание в воздухонагревателе второй ступени. При повышении температуры наружного воздуха необходимо уменьшать количество теплоты, сообщаемое воздуху в воздухонагревателе первой ступени, предусматривая регулирование теплопроизводительности по сигналу датчика температуры точки росы, настраиваемого условно на точку K_x и устанавливаемого после блока адиабатного увлажнения. Такая последовательность обработки воздуха сохранится до тех пор, пока энтальпия наружного воздуха не достигнет значения i_x, о чем будет косвенно свидетельствовать температура воздуха, имеющая значение температуры точки росы K_x, после блока адиабатного увлажнения. При более высокой температуре воздуха после блока адиабатного увлажнения будет отсутствовать необходимость в первой ступени нагревания воздуха. Прекращение подачи горячей воды при срабатывании регулирующего клапана в воздухонагреватель первой ступени будет сигналом о переходе на следующий режим обработки воздуха.
4. Для построения границ второй зоны через точку $П_1$ проводим линию постоянного влагосодержания $d^m_{макс} = const$, а через точку O_m пересечения этой линии с $\varphi = 90\%$ — линию постоянной энтальпии $i^m = const$. Границами второй области являются линии $i_x = const$, $d_n^{x\,мин} = const$, $П_2П_3(\varepsilon^x)$, $t_n^{m\,макс} = const$ и $i^m = const$. Состояние наружного воздуха изменяется от значения энтальпии i^x до значения энтальпии i^m, что соответствует переходному периоду. В этот период необходима следующая последовательность обработки воздуха: адиабатное увлажнение воздуха и нагревание в воздухонагревателе второй ступени до состояния приточного воздуха. Температура мокрого термометра воздуха при этом будет изменяться от температуры точки K_x до точки K_m в соответствии с изменением начального состояния наружного воздуха. Достижение температуры воздуха после блока адиабатного увлажнения значения точки росы K_m будет свидетельствовать о переходе на режим обработки воздуха с использованием искусственного холода. Для поддержания температуры воздуха в помещении или температуры приточного воздуха на заданном уровне необходимо уменьшать количество теплоты в воздухонагревателе второй ступени.
5. Третья зона ограничена линиями $d_n^{x\,мин} = const$, $П_3\, П_4$, $П_1П_4(\varepsilon^n)$, $d_n^{m\,макс} = const$. В этой зоне отсутствует необходимость в увлажнении воздуха, поэтому воздух только нагревается до состояния приточного в воздухонагревателе второй ступени. Температура воздуха в помещении поддерживается изменением количества передаваемой теплоты в теплообменнике.
6. Четвертая зона совпадает с областью параметров приточного воздуха $П_1П_2П_3П_4$, для нее характерно отсутствие обработки наружного воздуха в аппаратах СКВ.
7. Границами пятой зоны являются линии $i_m = const$ и $d_n^{m\,макс} = const$. Пятая зона характеризует параметры наружного воздуха, когда энтальпия $i_н \ge i_л$, а влагосодержание $d_н \le d_n^{m\,макс}$. Наружный воздух в этой зоне необходимо охлаждать в поверхностном воздухоохладителе при постоянном влагосодержании (сухое охлаждение) до энтальпии i_m, увлажнять при постоянной энтальпии i_m и нагревать в воздухонагревателе второй ступени. Должна быть предусмотрена возможность регулирования количества отбираемой теплоты в поверхностном воздухоохладителе по сигналу датчика температуры точки росы K_m после блока адиабатного увлажнения. В пятой зоне возможно использование косвенного испарительного охлаждения для экономии искусственного холода.
8. Для построения границ шестой зоны на линию $\varphi = 100\%$ наносим точку K_0, характеризующую предельное состояние воздуха при его обработке в поверхностном воздухоохладителе (осушение и охлаждение). Ориентировочно можно принять $t_{ко} = t_{хв} + 3$, °С, где $t_{хв}$ — начальная температура холодной воды, поступающей в поверхностный воздухоохладитель центрального

кондиционера, °С. Соединяя точки K_0 и O_m, получаем линию с угловым коэффициентом $\varepsilon_{ко1}$, тогда границы шестой зоны $d_n^{m\ макс} = const$ и $\varepsilon_{ко1}$. В пределах шестой зоны, когда энтальпия наружного воздуха становится выше i_m, а влагосодержание выше $d_n^{m\ макс}$, необходимо воздух охлаждать и осушать. Поэтому этой зоне соответствует «мокрое» охлаждение наружного воздуха в поверхностном воздухоохладителе и нагревание воздуха в воздухонагревателе второй ступени. Когда энтальпия наружного воздуха ниже, чем расчетное значение энтальпии наружного воздуха для теплого периода года i_n^{pm}, необходимо уменьшать количество отбираемой теплоты в воздухоохладителе по сигналу датчика точки росы, настраиваемого на точку со значением температуры, близким к точке K_m. Температура воздуха в помещении должна поддерживаться путем изменения количества передаваемой теплоты в воздухонагревателе второй ступени.

9. Границами седьмой зоны являются линии $d_n^{m\ макс} = const$ и $\varepsilon_{ко1}$. В этой зоне наружный воздух необходимо нагреть в воздухонагревателе первой ступени, чтобы его состояние соответствовало точкам на линии $\varepsilon_{ко1}$, затем охладить в поверхностном воздухоохладителе и затем снова нагреть в воздухонагревателе второй ступени. Тогда расход холода на обработку наружного воздуха будет равен:

$$Q_x = 0{,}278G_н(i_{H7} - i_{om}), \tag{7.1}$$

где i_{H7} — энтальпия наружного воздуха в седьмой зоне;

что больше значения, полученного для расчетных параметров наружного воздуха. Для этого режима характерно наличие двух противоположных процессов: нагревания и охлаждения воздуха, что не способствует экономии энергии. В том случае, когда допускается отклонение параметров внутреннего воздуха от заданного значения в течение промежутка времени большего, чем продолжительность периода с такими сочетаниями параметров наружного воздуха для данного географического пункта, возможно сохранить расчетное значение расхода холода и не предусматривать нагревание воздуха в первой ступени в теплый период года. В качестве альтернативы такой последовательности обработки воздуха могут быть использованы две последовательно установленные ступени воздухоохладителя. В первый воздухоохладитель по ходу воздуха необходимо подавать холодную воду более высокой температуры, чем во второй.

Для технологической схемы обработки воздуха прямоточной со вторым подогревом характерно потребление теплоты практически для всех зон наружного воздуха, кроме четвертой, когда наружный воздух подается в помещение без обработки. В пятой, шестой и седьмой зонах требуется потребление искусственного холода, в этих же зонах использованы два альтернативных процесса: охлаждение и нагревание, что не способствует экономии энергии. Потребление воды на увлажнение воздуха необходимо в первой, второй и пятой зонах.

Алгоритм функционирования центральной однозональной прямоточной СКВ спортивного зала с управляемым процессом в блоке адиабатного увлажнения или байпасом и управляемым процессом в водяном воздухоохладителе

Технологической схемой обработки воздуха при расчетных параметрах теплого периода года предусмотрено: управляемое охлаждение и осушение наружного воздуха в поверхностном воздухоохладителе, подогрев в вентиляторе и воздуховодах на 1°С.

При расчетных параметрах наружного воздуха для холодного периода года воздух нагревается в воздухонагревателе первой ступени и увлажняется в блоке адиабатного увлажнения. Это может быть стандартная камера орошения или блок сотового увлажнения с байпасом, камера орошения или блок увлажнения с тонким распылом воды, в которых возможны управляемые процессы. Расход приточного воздуха G_n постоянный и равен минимально необходимому расходу наружного воздуха $G_н^{мин}$.

Анализ работы центральной системы кондиционирования воздуха проводим с использованием i – d диаграммы влажного воздуха, все построения отражены на рисунке 7.4.

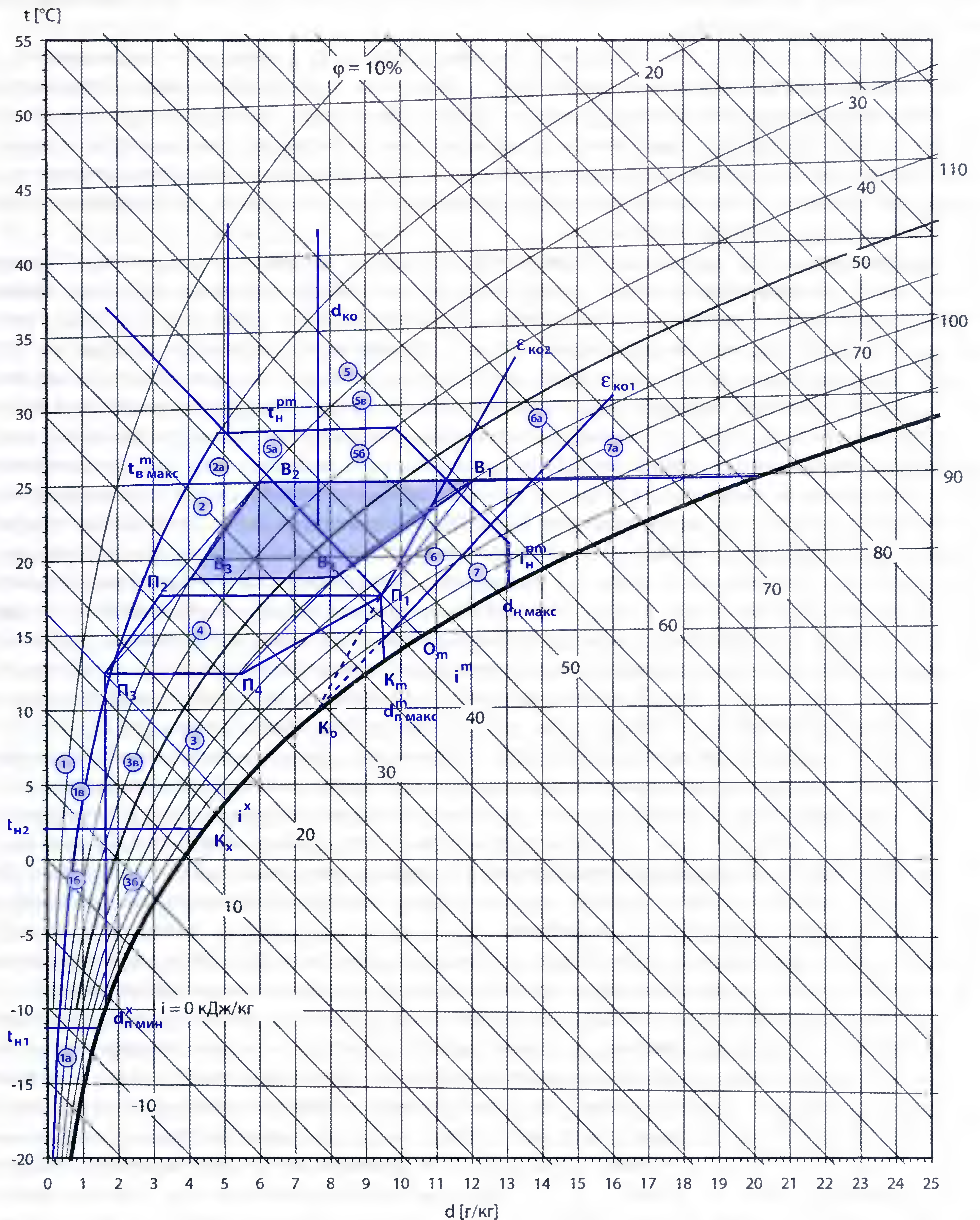


Рисунок 7.4. Алгоритм функционирования центральной однозональной прямоточной СКВ спортивного зала с управляемым процессом в блоке адиабатного увлажнения или байпасом и управляемым процессом в водяном воздухоохладителе

1. Наносим на i – d диаграмму область оптимальных параметров микроклимата в помещении спортивного зала: 19°C ≤ $t_в^{опт}$ ≤ 25 °C и 30% ≤ $\varphi_в^{опт}$ ≤ 60%.

В данном случае принято минимально возможное значение относительной влажности воздуха в холодный период года — 30%.

2. Через крайние точки области оптимальных параметров воздуха в помещении проводим линии с угловыми коэффициентами $\varepsilon^х$ (точки B_3 и B_4) и $\varepsilon^т$ (точки B_1 и B_2), откладываем на этих линиях соответствующие значения рабочей разности температур и получаем область параметров приточного воздуха $П_1П_2П_3П_4$. В помещении принята перемешивающая вентиляция, воздух подается настилающимися струями в верхнюю зону и удаляется из верхней зоны вне прямого действия приточной струи. Поэтому параметры воздуха, удаляемого из помещения, не отличаются от параметров воздуха в обслуживаемой зоне.
3. Для построения границ первой зоны проводим через точку $П_3$ с параметрами $i_п^{х\,мин}$, $d_п^{х\,мин}$ линию постоянного влагосодержания $d_п^{х\,мин} = const$ и линию постоянной энтальпии $i_х = const$. Первая зона характеризует параметры состояния наружного климата, когда $i_н \le i_х$ и $d_н \le d_п^{х\,мин}$, ей соответствует такая последовательность обработки воздуха: нагревание наружного воздуха в воздухонагревателе первой ступени, адиабатное увлажнение воздуха (управляемый процесс или байпас). В схеме с байпасом часть наружного воздуха проходит через камеру орошения или блок сотового увлажнения. В схеме с управляемым процессом уменьшается расход распыляемой воды. Частным случаем является стандартный блок адиабатного увлажнения с минимальным значением коэффициента эффективности 0,65. В последнем случае минимальное значение относительной влажности воздуха в помещении будет выше 30%. Количество воздуха через байпас или расход распыляемой воды необходимо изменять в зависимости от требуемых значений температуры и относительной влажности воздуха в помещении. При повышении температуры наружного воздуха требуется уменьшение расхода передаваемой теплоты в воздухонагревателе по сигналу датчика температуры мокрого термометра точки $К_х$, устанавливаемого после блока адиабатного увлажнения. При значении энтальпии наружного воздуха после блока адиабатного увлажнения $i_н \ge i_х$ будет прекращена подача горячей воды в воздухонагреватель первой ступени с помощью регулирующего клапана и произойдет переход на другой режим обработки воздуха.
4. Для построения границ второй зоны через точку $П_1$ проводят линию постоянного влагосодержания $d_п^{т\,макс} = const$ и линию постоянной энтальпии $i_т = const$. Границами второй зоны являются линии $i_х = const$, $П_2П_3(\varepsilon^х)$, $П_2П_1$ ($t_п^{т\,макс} = const$) и $i_т = const$. Энтальпия наружного воздуха изменяется от значения $i_х$ до значения $i_т$, что соответствует переходному периоду года. В этот период необходима следующая последовательность обработки воздуха: управляемое адиабатное увлажнение воздуха или смешение необработанной части наружного воздуха с частью наружного воздуха, увлажненной в блоке адиабатного увлажнения, чтобы довести воздух до состояния приточного воздуха. Для поддержания температуры и относительной влажности воздуха в помещении или соответствующих параметров приточного воздуха на заданном уровне необходимо уменьшать количество распыляемой воды при управляемых процессах или соотношение расходов воздуха через байпас или блок адиабатного увлажнения. В случае применения стандартного блока адиабатного увлажнения, когда коэффициент адиабатной эффективности $E_а = 0{,}65$, необходима вторая ступень воздухонагревателя, изменение количества передаваемой теплоты в котором обеспечит поддержание температуры воздуха в помещении на заданном уровне и косвенное поддержание относительной влажности воздуха. При значении энтальпии наружного воздуха после блока адиабатного увлажнения $i_н \ge i_т$ (заданные значения температуры и относительной влажности воздуха в точке $П_1$) произойдет переход на режим обработки воздуха с использованием искусственного холода.
5. Третья зона ограничена линиями $d_п^{х\,мин} = const$, $П_3П_4$, $П_1П_4(\varepsilon^т)$, $d_п^{т\,макс} = const$.

   В этой зоне отсутствует необходимость в увлажнении воздуха, поэтому воздух только нагре-

вается до состояния приточного в воздухонагревателе первой ступени. Температура воздуха в помещении должна поддерживается путем изменения расхода передаваемой теплоты в теплообменнике.

6. Четвертая зона совпадает с областью параметров приточного воздуха, для нее характерно отсутствие обработки наружного воздуха в аппаратах СКВ.
7. Для построения границ пятой зоны на линию $\varphi = 100\%$ наносим точку K_0, характеризующую предельное состояние воздуха при его обработке в поверхностном воздухоохладителе (осушение и охлаждение), соединяем точки K_0 и $П_1$ и получаем линию с угловым коэффициентом $\varepsilon_{ко}$; тогда границы пятой зоны — $i_m = const$ и $\varepsilon_{ко}$. Через точку K_0 проводим линию постоянного влагосодержания $d_{ко} = const$. Эта линия разделит пятую зону на две части — 5а и 5б. В пределах зоны 5а, когда энтальпия наружного воздуха выше i_m, а влагосодержание меньше $d_{ко}$, необходимо сухое охлаждение воздуха до температуры приточного воздуха $t_п^{макс}$; в пределах зоны 5б, когда влагосодержание воздуха больше $d_{ко}$, необходимо охлаждение и осушение воздуха до температуры приточного воздуха $t_п^{макс}$. Таким образом, в пятой зоне наружный воздух охлаждается в поверхностном воздухоохладителе. В зоне 5а возможно использование испарительного охлаждения для экономии искусственного холода. Тогда, как альтернативу охлаждения воздуха в поверхностном воздухоохладителе, в который поступает холодная вода от искусственного источника холода, можно использовать схему двухступенчатого испарительного охлаждения: косвенное испарительное охлаждение наружного воздуха и последующее адиабатное увлажнение воздуха — управляемое или с байпасом. Когда энтальпия наружного воздуха ниже, чем расчетное значение энтальпии наружного воздуха для теплого периода $i_п^{рт}$, необходимо уменьшать количество отбираемой теплоты в воздухоохладителе по сигналу датчика температуры воздуха в помещении или температуры приточного воздуха.
8. Границами шестой зоны являются линии $d_п^{т\ макс} = const$, $\varepsilon_{ко}$ и $\varepsilon_{ко1}$. Линию с угловым коэффициентом $\varepsilon_{ко1}$ получают, соединяя точки K_0 и O_m ($\varphi = 90\%$, $d_п^{т\ макс}$). В этой зоне наружный воздух необходимо охладить в поверхностном воздухоохладителе, а затем нагреть в воздухонагревателе второй ступени, чтобы его состояние соответствовало точке $П_1$.
9. Границами седьмой зоны являются линии $d_п^{т\ макс} = const$ и $\varepsilon_{ко1}$. В этой зоне наружный воздух необходимо нагреть в воздухонагревателе первой ступени, чтобы его состояние соответствовало точкам на линии $\varepsilon_{ко1}$, затем охладить в поверхностном воздухоохладителе. Могут быть использованы также последовательно установленные две ступени поверхностных воздухоохладителей для охлаждения воздуха с более глубоким осушением.

Зоны 6 и 7 могут быть объединены при отсутствии воздухонагревателя второй ступени. Тогда последовательность обработки воздуха будет такая, как для зоны 7.

Для технологической схемы обработки воздуха прямоточной с управляемым процессом или байпасом характерно потребление теплоты в 1-й и 6-й зоне. В 5-й, 6-й и 7-й зонах требуется потребление искусственного холода, однако, по сравнению со схемой со вторым подогревом, энтальпия наружного воздуха, выше значения которой воздух необходимо охлаждать с применением искусственных источников холода, имеет более высокое значение. Потребление воды на увлажнение воздуха необходимо в зонах 1 и 2. По сравнению со схемой со вторым подогревом — больше площадь зоны 4, когда не требуется обработка наружного воздуха, меньше площадь зон, когда требуется увлажнение воздуха, что сокращает затраты на обработку воздуха, но есть зоны 6 и 7, когда требуется два альтернативных процесса: нагревание воздуха и охлаждение.

Алгоритм функционирования системы кондиционирования воздуха с воздуховоздушными поверхностными теплообменниками для регенерации теплоты удаляемого воздуха

Особенностью построения границ зон наружного климата СКВ с регенерацией теплоты удаляемого воздуха является то, что зоны, в которых необходимо наружный воздух нагреть, делятся на несколько подзон; в зонах, где требуется охлаждение наружного воздуха, выделяются подзоны, в которых возможна экономия искусственного холода.

Все построения на i – d диаграмме влажного воздуха отражены на рисунке 7.4.

1. Границами первой подзоны 1а являются изотермы расчетной температуры наружного воздуха в холодный период года $t_н^{рх}$ = const и изотермы некоторого значения температуры наружного воздуха, выше которого не происходит обмерзание воздуховоздушного теплообменника $t_{н1}$ = const.

Температуру $t_{н1}$ определяют по формуле:

$$t_{н1} = t'_{1m} \frac{\theta_{t2m}}{\left(c_2G_2 - \dfrac{\alpha_2 F}{2}\right)/\left(c_2G_2 + \dfrac{\alpha_2 F}{2}\right) - 1 + \theta_{t2m}}, \tag{7.2}$$

где $t'_{1т}$ — текущее значение температуры воздуха, удаляемого из помещения, °С, может быть принято равным расчетному значению температуры удаляемого воздуха;

G_2 — расход приточного воздуха, кг/час;

α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки теплообменника к приточному воздуху, Вт/м²·°С;

F — площадь поверхности теплообмена воздуховоздушного теплообменника, м²;

$\theta_{t2т}$ — текущее значение температурного коэффициента эффективности воздуховоздушного теплообменника по приточному воздуху.

Значение температуры наружного воздуха, когда возникает опасность замерзания, определяется значением температуры удаляемого воздуха в холодный период года и теплотехническими характеристиками теплообменника.

При температурах наружного воздуха ниже $t_{н1}$ с целью защиты теплообменника от замерзания конденсата применяют байпасирование по нагреваемому (наружному) воздуху, когда только часть наружного воздуха проходит через воздуховоздушный теплообменник регенерации теплоты, а остальная часть проходит через байпас, при этом температура стенки теплообменника выше 0°С и замерзания конденсата в теплообменнике не происходит. Для расчетных параметров наружного воздуха часть воздуха, проходящего через обводной канал $a = G_б/G_2$, определяется из условия поддержания положительной температуры поверхности пластин теплообменника $t_{ст} \geq 0$ (см. Главу 9). Для подзоны 1а характерно изменение части наружного воздуха a, проходящего через байпас от нуля до единицы. В этой подзоне воздухонагреватель первой ступени работает на полную мощность.

2. Границами подзон 1б и 3б являются изотермы $t_{н1}$ =const и $t_{н2}$ =const, где $t_{н2}$ — температура наружного воздуха, при достижения значения которой отключают воздухонагреватель первой ступени и наружный воздух нагревается только за счет регенерации теплоты удаляемого воздуха. Температуру наружного воздуха $t_{н2}$, °С, определяют по формуле:

$$t_{н2} = \frac{t''_{2m} - \theta_{t2m} \cdot t'_{1m}}{1 - \theta_{t2m}}, \tag{7.3}$$

где $t''_{2т}$ — текущая температура наружного воздуха на выходе из теплообменника регенерации теплоты, которую принимают равной температуре воздуха после первой ступени подогрева, °С.

Текущее значение температурного коэффициента эффективности может приниматься предварительно равным расчетному значению, но впоследствии должно быть уточнено при расчете теплообменника регенерации теплоты для текущих значений начальных температур удаляемого и на-

ружного воздуха (см. Главу 9). Для подзон 1б и 3б характерно изменение расхода теплоты в поверхностном воздухонагревателе первой ступени.

3. Границами подзон 1в и 3в являются изотермы $t_{н2} = const$ и $t_п^{мин} = const$. При значениях параметров наружного воздуха, соответствующих подзонам 1в и 3в, необходимо изменять расход удаляемого воздуха через воздуховоздушный теплообменник с помощью использования байпаса на удаляемом воздухе. На верхних границах зон 1 и 3 весь удаляемый воздух проходит через байпас.
4. В зонах, где требуется охлаждение наружного воздуха с использованием искусственного холода, возможна его экономия за счет предварительного небольшого охлаждения наружного воздуха в воздуховоздушном теплообменнике, если температура наружного воздуха выше температуры удаляемого воздуха. Через точку $В_1$ проводим линию $t_в^{макс} = const$. Выше этой линии будут находиться подзоны 2а, 5в, 6а, 7а. В зоне 7 целесообразно использовать предварительное охлаждение воздуха в теплообменнике регенерации теплоты только в схеме с двумя ступенями воздухоохладителей.

В остальных зонах клапан на байпасе наружного воздуха закрыт, а на байпасе удаляемого воздуха открыт, в результате чего все количество наружного воздуха проходит через воздуховоздушный теплообменник, а удаляемый воздух проходит через обводной канал.

На основе качественного анализа строят график изменения режимных параметров работы теплообменника регенерации теплоты и воздухонагревателя первой ступени в зависимости от температуры наружного воздуха и разрабатывают алгоритм автоматического регулирования СКВ.

Алгоритм функционирования центральной однозональной прямоточной СКВ спортивного зала с увлажнением воздуха в блоке парового увлажнения и управляемым процессом в водяном воздухоохладителе

Схема обработки воздуха в СКВ спортивного зала отличается о ранее рассмотренной тем, что в холодный период года при расчетных параметрах наружного воздуха воздух нагревается в воздухонагревателе первой ступени и увлажняется в блоке парового увлажнения. Все построения на i – d диаграмме влажного воздуха отражены на рисунке 7.5.

1. Область оптимальных параметров микроклимата в помещении спортивного зала и область параметров приточного воздуха такие же, как в случае управляемого адиабатного процесса увлажнения или применения байпаса блока увлажнения, так как при увлажнении воздуха паром нет технических ограничений, связанных с поддержанием в холодный период года минимального значения относительной влажности воздуха в помещении.
2. Для построения границ первой зоны проводят через точку $П_3$ с параметрами $i_п^{х\,мин}$ $d_п^{х\,мин}$, линию постоянного влагосодержания $d_п^{х\,мин} = const$ и линию постоянной температуры $t_х = const$. Первая зона характеризует параметры состояния наружного климата, когда $t_н \le t_х$ и $d_н \le d_п^{х\,мин}$. Ей соответствует такая последовательность обработки воздуха: нагревание наружного воздуха в воздухонагревателе первой ступени, изотермическое увлажнение воздуха паром. В зависимости от требуемых значений относительной влажности воздуха в помещении необходимо изменять количество пара, образуемого в парогенераторе. При повышении температуры наружного воздуха требуется уменьшение расхода передаваемой теплоты в воздухонагревателе по сигналу датчика температуры приточного воздуха, устанавливаемого после воздухонагревателя или после блока парового увлажнения. При температуре наружного воздуха выше, чем минимальное значение температуры приточного воздуха $t_п^{мин}$, будет отключен воздухонагреватель и изменится последовательность обработки воздуха.
3. Для построения границ второй зоны через точку $П_2$ проводят линию постоянной температуры $t_п^{макс} = const$. Границами второй зоны являются линии $t_п^{мин} = const$, $П_2П_3\,(\varepsilon^х)$ и $t_п^{макс} = const$. Состояние наружного воздуха изменяется от значения температуры $t_п^{мин}$ до значения температуры $t_п^{макс} = const$. В этот период необходимо только изотермическое увлажнение воздуха паром.

Для поддержания относительной влажности воздуха в помещении на заданном уровне требуется изменять количество образуемого и распыляемого пара.

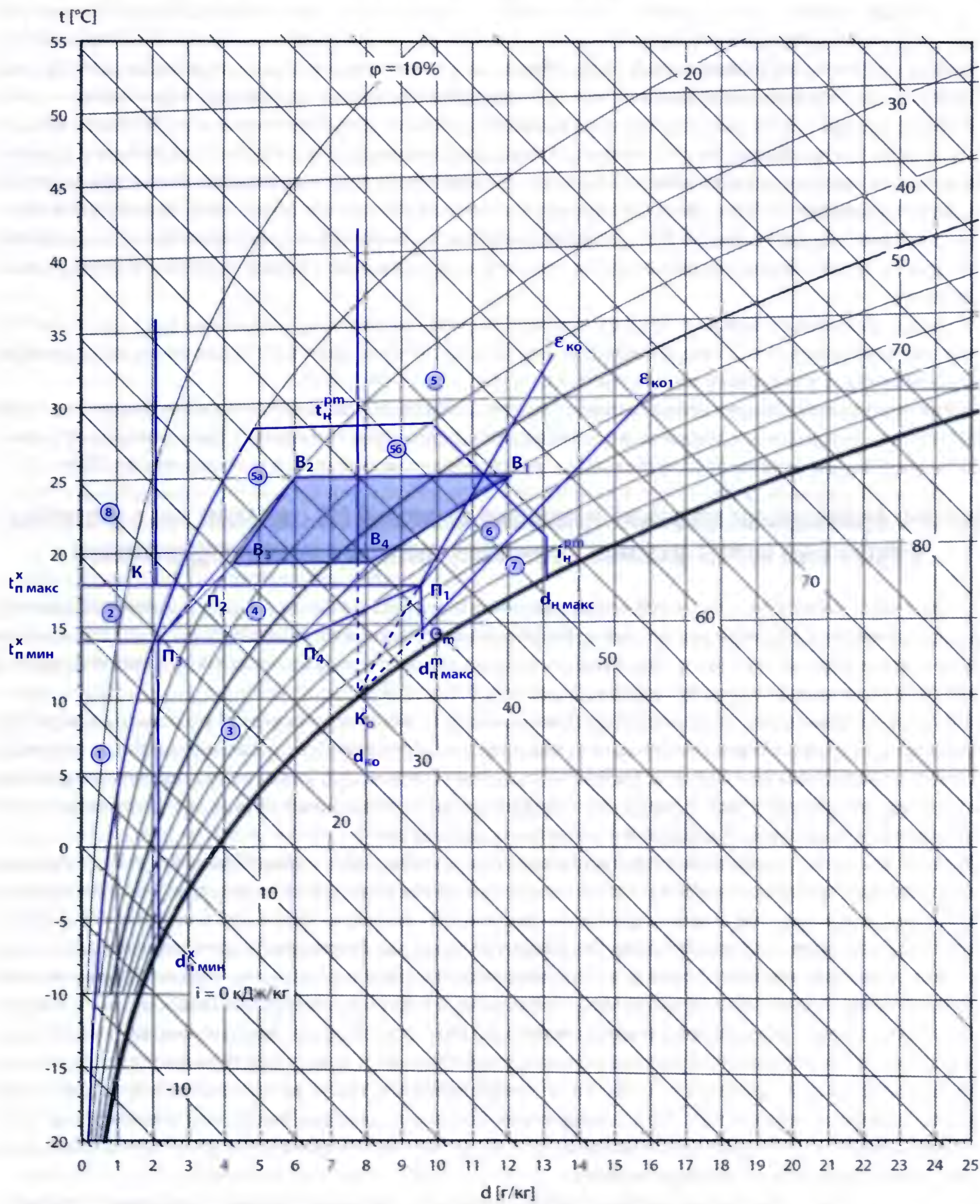


Рисунок 7.5. Алгоритм функционирования центральной однозональной прямоточной СКВ спортивного зала с увлажнением воздуха в блоке парового увлажнения и управляемым процессом в водяном воздухоохладителе

4. Зоны 3 и 4 аналогичны построению для схемы с управляемым процессом или байпасом.
   Зона 3 ограничена линиями $d_n^{х\,мин} = const$, $П_3 П_4$, $П_1 П_4(\varepsilon^т)$, $d_n^{т\,макс} = const$.
   В этой зоне отсутствует необходимость в увлажнении воздуха, поэтому воздух в воздухонагревателе нагревается только до состояния приточного.
5. Зона 4 совпадает с областью параметров приточного воздуха, для нее характерно отсутствие обработки наружного воздуха в аппаратах СКВ.
6. Для построения границ 5-й зоны проводим линию $d_n^{х\,мин} = const$ и линию с угловым коэффициентом $\varepsilon_{ко}$, тогда границы 5-й зоны — $d_n^{х\,мин} = const$, линия $КП_1$ и $\varepsilon_{ко}$. Линия постоянного влагосодержания $d_{ко} = const$ делит зону 5 на две части: 5а и 5б. В пределах зоны 5а, когда температура наружного воздуха выше $t_n^{макс}$, а влагосодержание меньше $d_{ко}$, необходимо сухое охлаждение воздуха; в пределах зоны 5б, когда влагосодержание воздуха больше $d_{ко}$, необходимо мокрое охлаждение воздуха до температуры приточного воздуха $t_n^{макс}$. В этой зоне необходимо регулировать количество отбираемой теплоты в воздухоохладителе, уменьшая расход холодной воды через теплообменник по сигналу датчика температуры воздуха в помещении.
7. Построение зон 6 и 7 аналогично построению для схемы с управляемым процессом или байпасом. Границами 6-й зоны являются линии $d_n^{т\,макс} = const$, $\varepsilon_{ко}$ и $\varepsilon_{ко1}$. Границами 7-й зоны являются линии $d_n^{т\,макс} = const$ и $\varepsilon_{ко1}$. Зоны 6 и 7 можно объединить и использовать двухступенчатое охлаждение воздуха с осушением.
8. Границами 8-й зоны являются линии $d_n^{х\,мин} = const$ и $t_n^{макс} = const$. В этой зоне наружный воздух необходимо охлаждать и увлажнять паром. Для примера 5.11 (см. Главу 5) относительная влажность воздуха в этой зоне имеет очень низкое значение, и зона 8 не попадает в расчетную область параметров наружного воздуха.

Для технологической схемы обработки воздуха прямоточной с увлажнением воздуха паром и управляемым процессом в поверхностном воздухоохладителе характерно потребление теплоты в зоне 1. В зонах 5, 6, 7 требуется потребление искусственного холода, но при более высоком значении энтальпии наружного воздуха по сравнению со схемой со вторым подогревом. Однако суммарная площадь зон с потреблением искусственного холода больше. Потребление воды и электроэнергии для выработки пара на увлажнение воздуха необходимо в зонах 1 и 2. По сравнению со схемой со вторым подогревом, больше площадь зоны 4, когда не требуется обработка наружного воздуха, меньше площадь зон, когда требуется увлажнение воздуха, что необходимо учитывать при сравнении вариантов технологической схемы обработки воздуха. Объединение зон 6 и 7 вместе с применением двух ступеней охлаждения воздуха позволяет отказаться от использования теплоты в теплый период года.

Алгоритм функционирования центральной однозональной СКВ с первой рециркуляцией и управляемым адиабатным процессом в оросительной камере для зрительного зала кинотеатра

Схема обработки воздуха в СКВ зрительного зала кинотеатра при расчетных параметрах теплого периода года предусматривает: смешение наружного воздуха с воздухом, удаляемым из помещения (первая рециркуляция), охлаждение и осушение смеси в поверхностном воздухоохладителе, подогрев в вентиляторе и воздуховодах на 1°C. При расчетных параметрах наружного воздуха в холодный период года наружный воздух с целью экономии теплоты смешивается с рециркуляционным, нагревается в воздухонагревателе первой ступени и увлажняется в блоке адиабатного увлажнения с управляемым процессом или байпасом. Расход приточного воздуха G_n постоянный, расход наружного воздуха может изменяться от минимального значения $G_н^{мин}$ до максимального значения $G_н^{макс} = G_n$. Все построения на i – d диаграмме влажного воздуха отражены на рисунке 7.6.

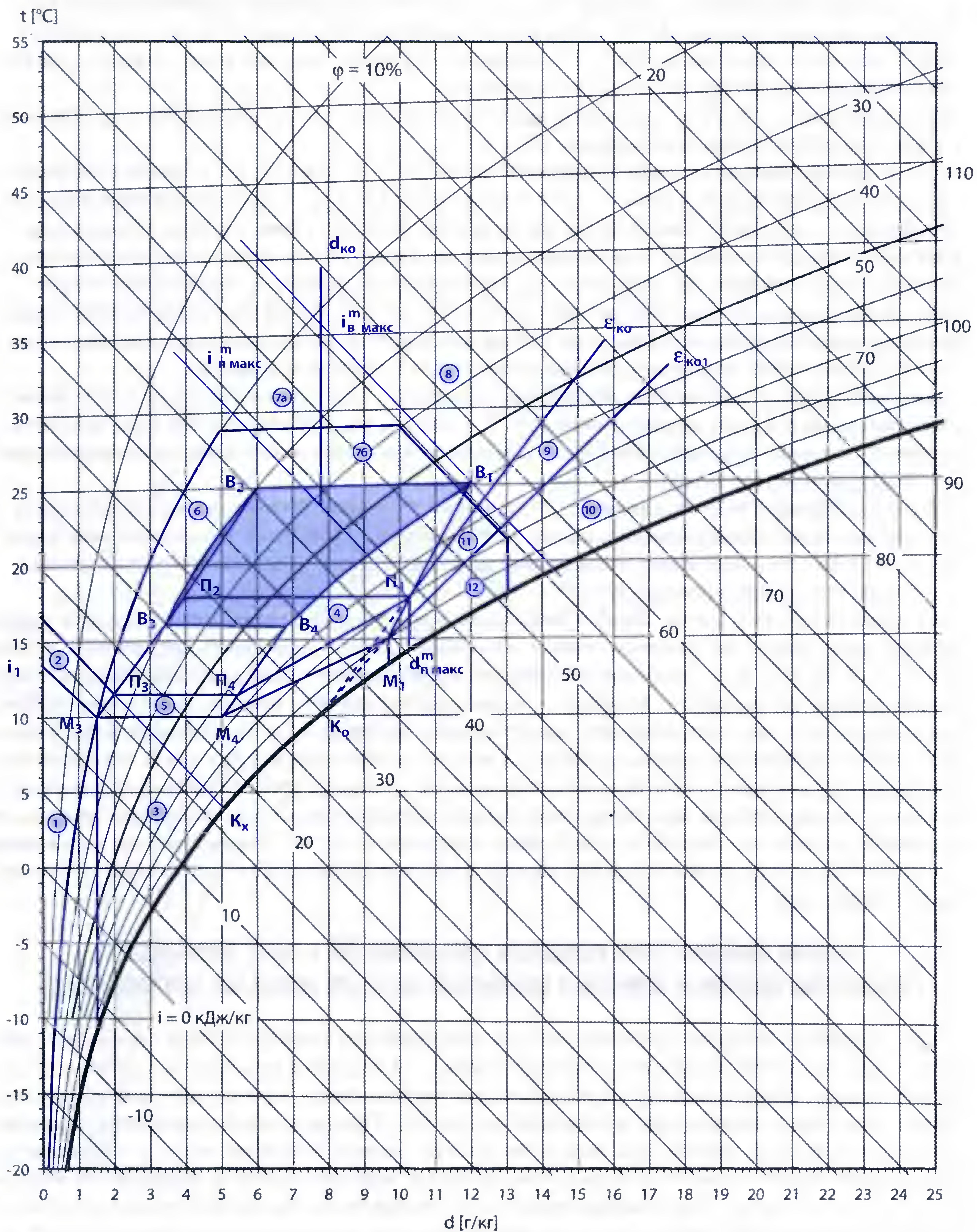


Рисунок 7.6. Алгоритм функционирования центральной однозональной СКВ с первой рециркуляцией и управляемым адиабатным процессом в оросительной камере для зрительного зала кинотеатра

1. Наносим на i – d диаграмму область оптимальных параметров микроклимата в помещении зрительного зала кинотеатра: 16°С ≤ $t_в^{опт}$ ≤ 25°С и 30% ≤ $\varphi_в^{опт}$ ≤ 60%.
2. Проводим через крайние точки области оптимальных параметров воздуха в помещении линии с угловыми коэффициентами $\varepsilon^х$ (точки B_3 и B_4) и $\varepsilon^т$ (точки B_1 и B_2), откладываем на этих линиях соответствующие значения рабочей разности температур и получаем область параметров приточного воздуха $П_1П_2П_3П_4$. В помещении принята перемешивающая вентиляция, воздух подается настилающимися струями в верхнюю зону и удаляется из верхней зоны вне прямого действия приточной струи. Поэтому параметры воздуха, удаляемого из помещения, не отличаются от параметров воздуха в обслуживаемой зоне. Строим границы зон, на которые делится область параметров наружного климата, для каждой из которых существует определенная последовательность процессов обработки воздуха в аппаратах СКВ.
3. Для построения границ зоны 1 вычисляем энтальпию точки M:

$$i_{м_3} = i_{П_3} - \frac{G_п - G_н^{мин}}{G_н^{мин}}(i_{B_3} - i_{П_3}), \text{ кДж/кг}, \tag{7.4}$$

где i_{B_3}, $i_{П_3}$ минимальные значения энтальпии точек B_3 и $П_3$ внутреннего и приточного воздуха соответственно, в холодный период года.

Продлим вниз от точки $П_3$ с параметрами $i_п^{х\ мин}$, $d_п^{х\ мин}$ линию углового процесса в помещении в холодный период года $\varepsilon^х$ до пересечения с линией постоянной энтальпии $i_{M_3} = const$, получаем точку M_3, через которую проводим линию постоянного влагосодержания $d_{M_3} = const$ и линию постоянной энтальпии $i_{M_3} = const$. Зона 1 характеризует параметры состояния наружного климата, когда $i_н \le i_{M_3}$ и $d_н \le d_{M_3}$, ей соответствует следующая последовательность обработки воздуха: смешение минимального количества наружного воздуха $G_н^{мин}$ с рециркуляционным, нагревание смеси в воздухонагревателе первой ступени и адиабатное увлажнение воздуха (управляемый процесс или байпас). В схеме с байпасом часть наружного воздуха проходит через камеру орошения или блок сотового увлажнения и затем смешивается с необработанной частью наружного воздуха. В схеме с управляемым процессом уменьшается расход распыляемой воды в блоке увлажнения с форсунками тонкого распыла. Количество воздуха через байпас или расход распыляемой воды необходимо изменять в зависимости от требуемых значений температуры и относительной влажности воздуха в помещении. По мере повышения температуры и энтальпии наружного воздуха требуется сокращение количества теплоты в воздухонагревателе первой ступени по сигналу датчика температуры мокрого термометра точки $K_х$, устанавливаемого после блока адиабатного увлажнения. При более высоком значении энтальпии наружного воздуха после блока адиабатного увлажнения будет прекращена подача горячей воды в воздухонагреватель первой ступени и произойдет переход на другой режим обработки воздуха.

4. Для построения границ зоны 2 через точку $П_3$ проводим линию постоянной энтальпии $i_п^{х мин} = const$. Границами второй зоны являются линии $i_{M_3} = const$, $\varepsilon^х$ и $i_п^{х\ мин} = const$. Этой зоне параметров наружного климата соответствует следующая последовательность обработки воздуха: смешение переменного количества наружного воздуха с рециркуляционным таким образом, чтобы энтальпия смеси была равна $i_с = i_п^{х\ мин}$, и адиабатное управляемое увлажнение смеси или адиабатное увлажнение с байпасом. Датчики температуры и относительной влажности внутреннего воздуха должны быть настроены на параметры точки B_3, по сигналу которых изменяется расход распыляемой воды или расход воздуха через байпас.
5. Зона 4 совпадает с областью параметров приточного воздуха $П_1П_2П_3П_4$. Для нее характерно отсутствие обработки наружного воздуха в аппаратах СКВ. Наружный воздух с такими параметрами подается в помещение без обработки.
6. Для построения границ 3-й и 5-й зоны необходимо нанести точку M_1 на пересечении продолжения линии изменения состояния воздуха в помещении $\varepsilon^т$ с линией постоянной энтальпии

$i_{M1} = const$, а точку M_4 — на пересечении продолжения линии изменения состояния воздуха в помещении ε^x с линией постоянной температуры $i_{M4} = i_{M3} = const$. Энтальпию точки M_1 определяют по формуле, аналогичной формуле 7.4:

$$i_{м_3} = i_{П1} - \frac{G_п - G_н^{мин}}{G_н^{мин}}(i_{B_1} - i_{П_1}), \text{ кДж/кг.} \quad (7.5)$$

Границы зоны 3 — линии M_3M_4, M_4M_1, $d_{M3} = const$ и $d_{M1} = const$. Параметры наружного климата отвечают условию $t_н \le t_{M3}$ и $d_{M3} \le d_н \le d_{M4}$ и $d_{M4} \le d_н \le d_{M1}$, температура воздуха ниже температуры точек, лежащих на линии M_4M_1 при соответствующих значениях влагосодержания. Этой зоне соответствует смешение минимального количества наружного воздуха с рециркуляционным и нагревание смеси до соответствующей температуры приточного воздуха так, чтобы температура воздуха в помещении отвечала заданному значению. Перемещение точек, характеризующих состояние наружного воздуха, в сторону 5-й зоны потребует снижения расхода теплоты в поверхностном воздухонагревателе первой ступени до полного прекращения подачи горячей воды, когда параметры наружного воздуха достигнут границ 3-й и 5-й зон.

7. Зона 5 ограничена линиями $П_1П_4$, $П_3П_4$, ε^x, M_3M_4, M_4M_1 и $\varepsilon^т$. Этой зоне параметров наружного климата соответствует смешение переменного количества наружного воздуха до таких параметров приточного воздуха, чтобы температура воздуха в помещении отвечала заданному значению.
8. Границами зоны 6 являются линии $i_п^{x\ мин} = const$, $i_п^{т\ макс} = const$, $П_1П_2$, $П_3П_2$. Для ее построения необходимо через точки $П_1$ и $П_3$ провести линии постоянной энтальпии. В этой зоне энтальпия наружного воздуха меньше энтальпии удаляемого воздуха, поэтому рециркуляция воздуха нецелесообразна. Параметрам наружного воздуха в этой зоне соответствует адиабатное управляемое увлажнение или адиабатное увлажнение с байпасом максимального количества наружного воздуха $G_н^{макс} = G_п$.
9. Для построения границ зоны 7 на линию $\varphi = 100\%$ наносим точку K_0, характеризующую предельное состояние воздуха при его обработке в поверхностном воздухоохладителе (осушение и охлаждение). Соединяя точки K_0 и $П_1$, получаем линию с угловым коэффициентом $\varepsilon_{ко}$, а через точку B_1 проводим линию постоянной энтальпии $i_п^{т\ макс} = const$. Тогда границы зоны 7 — $i_в^{т\ макс} = const$, $i_в^{т\ макс} = const$ и $\varepsilon_{ко}$. В этой зоне энтальпия наружного воздуха, так же, как и в зоне 6, меньше энтальпии удаляемого воздуха, поэтому рециркуляция воздуха нецелесообразна. Через точку K_0 проводим линию постоянного влагосодержания $d_{ко} = const$. Эта линия разделит зону 7 на две части — 7а и 7б. В пределах зоны 7а, когда энтальпия наружного воздуха выше $i_п^{т\ макс}$, а влагосодержание меньше $d_{ко}$, необходимо управляемое сухое охлаждение воздуха до температуры приточного воздуха $i_п^{макс}$; в пределах зоны 7б, когда влагосодержание воздуха больше $d_{ко}$, необходимо управляемое охлаждение и осушение воздуха до температуры приточного воздуха $t_п^{т\ макс}$. Таким образом, в зоне 7 максимальное количество наружного воздуха $G_н^{макс} = G_п$ охлаждается в поверхностном воздухоохладителе. В зоне 7а возможно использование испарительного охлаждения для экономии искусственного холода. Заданные параметры воздуха в помещении должны обеспечиваться при изменении количества холода в поверхностном воздухоохладителе, это можно сделать путем уменьшения расхода холодной воды через теплообменник.
10. Границами зоны 8 являются линии $i_в^{т\ макс} = const$ и $\varepsilon_{ко}$. Этой зоне соответствует смешение минимального количества наружного воздуха с рециркуляционным и политропное охлаждение и осушение смеси.
11. Границами зоны 9 являются линии $d_п^{т\ макс} = const$, $\varepsilon_{ко}$ и $\varepsilon_{ко1}$ и $i_в^{т\ макс} = const$. Линия с угловым коэффициентом $\varepsilon_{ко1}$ получена при соединении точек K_0 и $O_т$ ($\varphi = 90\%$, $d_п^{т\ макс}$). В этой зоне минимальное количество наружного воздуха необходимо смешать с рециркуляционным воздухом, смесь охладить в поверхностном воздухоохладителе, а затем нагреть в воздухонагревателе второй ступени, чтобы его состояние соответствовало точке $П_1$.

12. Зоне 10 соответствует смешение минимального расхода наружного воздуха с рециркуляционным, нагревание смеси до состояния, характеризуемого параметрами линии $\varepsilon_{ко}$, политропное охлаждение и осушение смеси.
13. Границами зоны 11 являются линии $d_n^{т\,макс} = const$, $\varepsilon_{ко}$ и $\varepsilon_{ко1}$ и $i_в^{т\,макс} = const$. В этой зоне максимальное количество наружного воздуха $G_н^{макс} = G_n$ необходимо охладить в поверхностном воздухоохладителе, а затем нагреть в воздухонагревателе второй ступени, чтобы его состояние соответствовало точке $П_1$.
14. Границами зоны 12 являются линии $d_n^{т\,макс} = const$, $i_в^{т\,макс} = const$ и $\varepsilon_{ко1}$. В этой зоне максимальное количество наружного воздуха необходимо нагреть в воздухонагревателе первой ступени, чтобы его состояние соответствовало точкам на линии $\varepsilon_{ко}$, а затем охладить в поверхностном воздухоохладителе. Могут быть использованы также две последовательно установленные ступени поверхностных воздухоохладителей для охлаждения воздуха с более глубоким осушением.
15. Границами зоны 13 являются линии $d_n^{т\,макс} = const$, $d_M = const$ и ε^m. Зоне 13 соответствует следующая последовательность обработки воздуха: смешение переменного количества наружного воздуха с рециркуляционным воздухом и нагревание смеси в поверхностном воздухонагревателе. На левой границе зоны расход наружного воздуха минимален, воздушный клапан смесительного блока первой рециркуляции полностью открыт, при перемещении точки наружного воздуха к правой границе увеличивается доля наружного воздуха в смеси, и на границе с зонами 11 и 12 расход наружного воздуха имеет максимальное значение. При приближении точки наружного воздуха к верхней границе зоны 13 с зоной 5 требуется уменьшать количество теплоты в воздухонагревателе.

Таким образом, алгоритм функционирования состоит из совокупности процессов тепловлажностной обработки воздуха, включающей тринадцать технологических режимов. Для технологической схемы обработки воздуха с первой рециркуляцией и управляемым процессом или байпасом характерно потребление теплоты в зонах 1, 3, 9, 10, 11, 12 и 13. В зонах 7, 8, 9 и 10 зонах требуется потребление искусственного холода. Потребление воды на увлажнение воздуха необходимо в зонах 1, 2 и 6. Переход с одного режима на другой или автоматическое переключение режимов, а также управление процессами внутри режимов, осуществляется согласно подлежащему разработке алгоритму автоматического регулирования СКВ.

Анализ функционирования СКВ для примера 5.14 для г. Москвы (см. Главу 5) показывает, что в область расчетных параметров наружного климата не попадают 8, 9 и 10 зоны. Поэтому в теплый период года не используется первая рециркуляция воздуха, так как энтальпия удаляемого воздуха (внутреннего) выше значения расчетной энтальпии наружного воздуха, и число технологических режимов сокращается до десяти.

Алгоритм функционирования центральной однозональной СКВ с первой рециркуляцией и управляемым адиабатным процессом в оросительной камере, выполняющей функцию отопления в холодный период года

Схема обработки воздуха в СКВ при расчетных параметрах наружного воздуха в теплый и холодный период года такая же, как и в предыдущем случае. Однако с целью экономии расхода теплоты система водяного отопления частично отключается, в помещении имеет место недостаток теплоты. Температура приточного воздуха в системе кондиционирования воздуха выше температуры внутреннего воздуха, угловой коэффициент процесса изменения состояния воздуха в помещении в холодный период года имеет значение, близкое к нулю. Поэтому анализ функционирования СКВ имеет свои особенности. Все построения на i – d диаграмме влажного воздуха отражены на рисунке 7.7.

1. Наносим на i – d диаграмму область оптимальных параметров микроклимата в помещении: $20°C \le t_в^{опт} \le 25°C$ и $30\% \le \varphi_в^{опт} \le 60\%$.

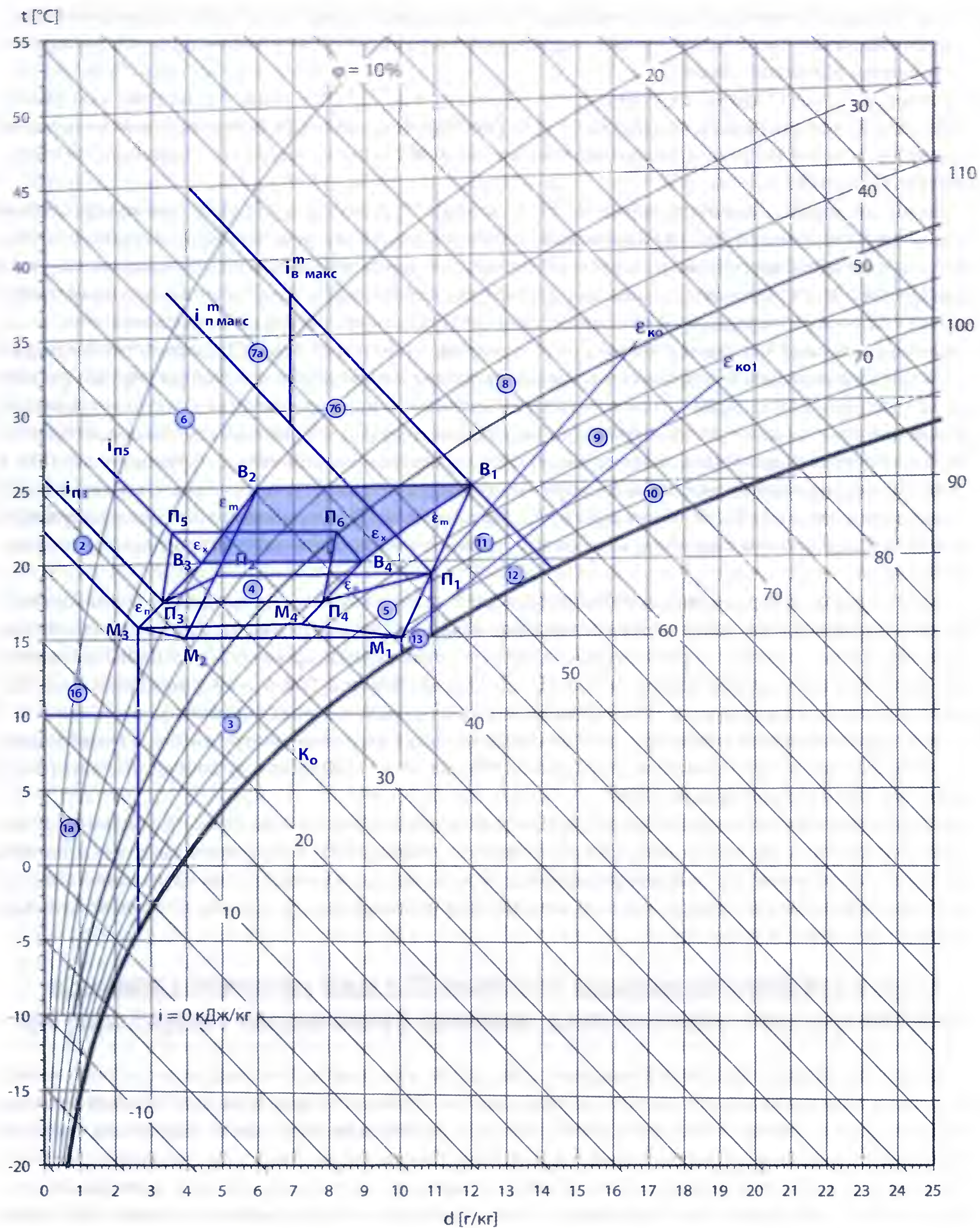


Рисунок 7.7. Алгоритм функционирования центральной однозональной СКВ с первой рециркуляцией и управляемым адиабатным процессом в оросительной камере (функция отопления в холодный период года)

2. Определяем из баланса теплоты в помещении количество теплоты, которое должна ассимилировать система кондиционирования воздуха в переходный период года, например, при температуре наружного воздуха +10°С. Определяем угловой коэффициент процесса ε^n для переходного периода. Проводим через крайние точки области оптимальных параметров воздуха в помещении линии с угловыми коэффициентами ε^x и ε^n (точки B_3 и B_4) и ε^m (точки B_1 и B_2), откладываем на этих линиях соответствующие для каждого периода года значения рабочей разности температур и получаем область параметров приточного воздуха $П_1П_2П_3П_4$ и $П_3П_4П_6П_5$. Причем последняя область соответствует параметрам приточного воздуха в помещении при переменном значении тепло-влажностного отношения, которое изменяется от минимального значения ε^x для холодного периода года до значения ε^n для переходного периода года.
3. Далее построение границ зон происходит аналогично предыдущему случаю, с той лишь разницей, что зона 1 разделена на две части изотермой $t = 10°C$. В подзоне 1а минимальное количество наружного воздуха смешивается с рециркуляционным и нагревается в воздухонагревателе первой ступени до состояния с переменным значением энтальпии приточного воздуха, которое изменяется от значения $i_{П_5}$ до значения $i_{П_3}$, а затем увлажняется в блоке адиабатного увлажнения с байпасом. Количество воздуха через байпас и степень нагревания воздуха в воздухонагревателе первой ступени необходимо изменять в зависимости от требуемых значений температуры и относительной влажности воздуха в помещении (точка B_3). Схема автоматического регулирования в помещении должна обеспечивать заданные параметры внутреннего воздуха, а не приточного, так как они изменяются при изменении нагрузки. В подзоне 1б смесь минимального количества наружного воздуха и рециркуляционного нагревается до состояния с энтальпией $i_{П_3}$.
4. Зона 4 совпадает с областью параметров приточного воздуха $П_1П_2П_3П_4$. Для нее характерно отсутствие обработки наружного воздуха в аппаратах СКВ, наружный воздух с такими параметрами подается в помещение без обработки.

Алгоритм функционирования центральной однозональной СКВ с первой рециркуляцией, управляемым процессом в поверхностном воздухоохладителе, увлажнении воздуха паром для зрительного зала кинотеатра

Схема обработки воздуха в СКВ зрительного зала кинотеатра при расчетных параметрах теплого периода года не отличается от схемы СКВ с первой рециркуляцией и управляемым адиабатным процессом в оросительной камере. При расчетных параметрах наружного воздуха в холодный период года наружный воздух с целью экономии теплоты смешивается с рециркуляционным, нагревается в воздухонагревателе первой ступени и увлажняется в блоке парового увлажнения. Расход приточного воздуха G_n постоянный, расход наружного воздуха может изменяться от минимального значения $G_н^{мин}$ до максимального значения $G_н^{макс} = G_n$.

Построение границ зон, на которые делится область параметров наружного климата, для каждой из которых существует определенная последовательность процессов обработки воздуха в аппаратах СКВ при увлажнении воздуха паром, несколько отличается от построения для схемы с первой рециркуляцией и управляемым процессом в блоке адиабатного увлажнения (см. рисунок 7.8). Границы зон 3, 5, 4, 8, 9, 10, 11 и 12 те же, что и на рисунке 7.6. Остановимся на построении границ тех зон, которые отличаются от построения для схемы с первой рециркуляцией и управляемым адиабатным увлажнением.

1. Через точку M_3 проводим линию постоянного влагосодержания $d_{M_3} = const$ и линию постоянной температуры $t_{M_3} = const$, которые являются границами зоны 1. Зона 1 характеризует параметры состояния наружного климата, когда $t_н \le t_{M_3}$ и $d_н \le d_{M_3}$, ей соответствует следующая последовательность обработки воздуха: смешение минимального количества наружного воздуха $G^н_{мин}$ с рециркуляционным, нагревание смеси в воздухонагревателе первой ступени и изотермическое увлажнение воздуха паром.

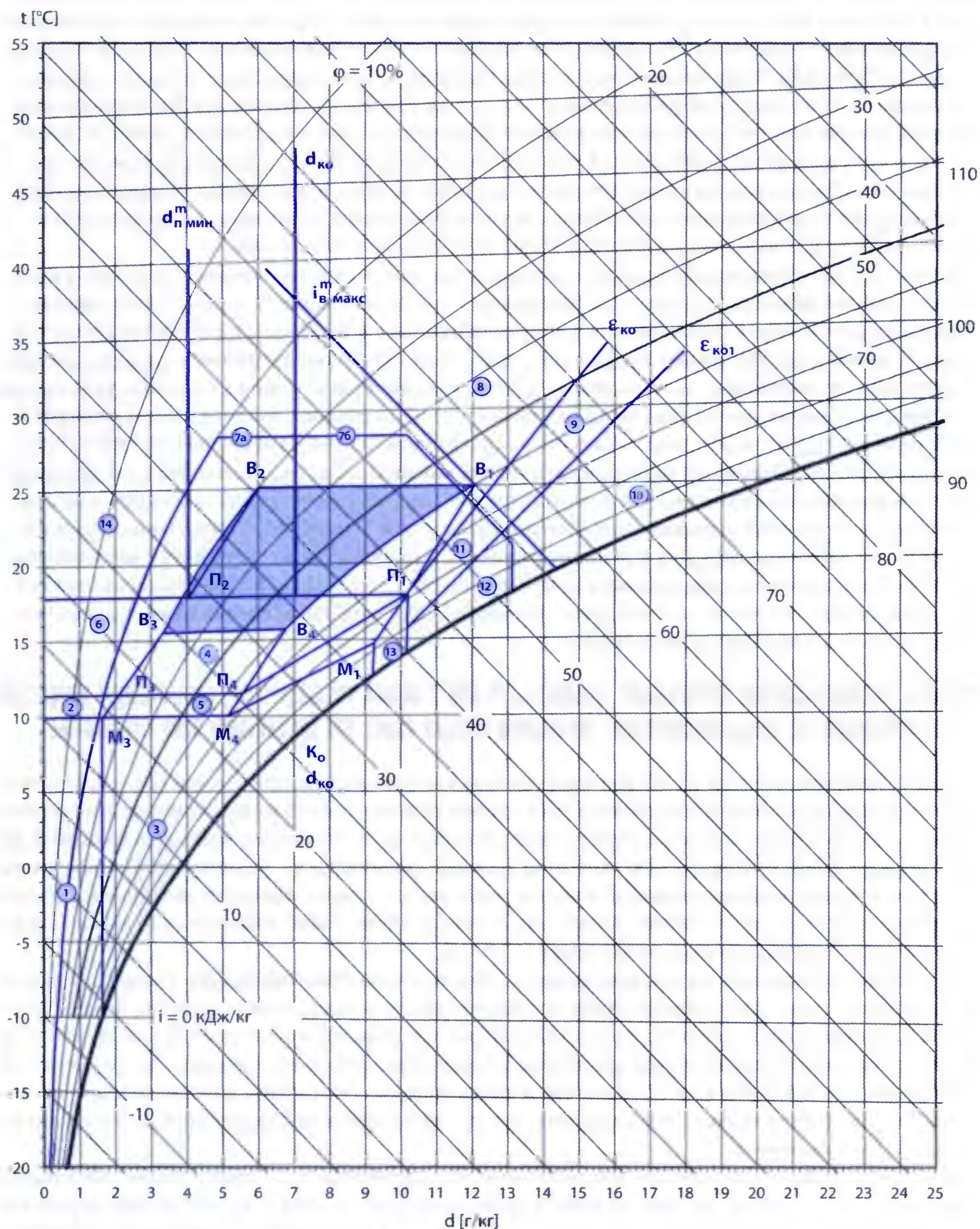


Рисунок 7.8. Алгоритм функционирования центральной однозональной СКВ с первой рециркуляцией, управляемым процессом в поверхностном воздухоохладителе, увлажнения воздуха паром для зрительного зала кинотеатра

2. Для построения границ зоны 2 через точку $П_3$ проводим линию постоянной температуры $t_п^{мин} = const$. Границами зоны 2 являются линии $t_{M_3} = const$, ε^x и $t_п^{мин} = const$. Этой зоне параметров наружного климата соответствует следующая последовательность обработки воздуха: смешение переменного количества наружного воздуха с рециркуляционным так, чтобы температура смеси была равна $t_c = t_п^{мин}$, и изотермическое увлажнение смеси. По сигналу датчика температуры воздуха в помещении (точка B_3) изменяется соотношение наружного и рециркуляционного воздуха, по сигналу датчика относительной влажности внутреннего воздуха (точка B_3) изменяется количество вырабатываемого пара в парогенераторе.
3. Для построения границ 6-й зоны через точку $П_3$ проводим линию постоянной температуры $t_п^{макс} = const$. Границами 6-й зоны являются линии $t_п^{макс} = const$, ε^x и $t_п^{мин} = const$. Этой зоне параметров наружного климата соответствует изотермическое увлажнение максимального количества наружного воздуха $G_н^{макс} = G_п$.
4. Для построения границ 7-й зоны через точку $П_2$ проводим линию постоянного влагосодержания $d_п^{т\,мин} = const$, а через точку B_1 — линию постоянной энтальпии $i_в^{т\,макс} = const$. Тогда границы 7-й зоны $d_п^{т\,мин} = const$, $i_в^{т\,макс} = const$, $П_1П_2$ и $\varepsilon_{ко}$. В этой зоне энтальпия наружного воздуха меньше энтальпии удаляемого воздуха, поэтому рециркуляция воздуха нецелесообразна. Через точку K_0 проводим линию постоянного влагосодержания $d_{ко} = const$. Эта линия разделит зону 7 на две части — 7а и 7б. В пределах зоны 7а, когда влагосодержание меньше $d_{ко}$, необходимо управляемое сухое охлаждение воздуха до температуры приточного воздуха $t_п^{макс}$; в пределах зоны 7б, когда влагосодержание воздуха больше $d_{ко}$, необходимо управляемое охлаждение и осушение воздуха до температуры приточного воздуха $t_п^{макс}$. Таким образом, в 7-й зоне максимальное количество наружного воздуха $G_н^{макс} = G_п$ охлаждается в поверхностном воздухоохладителе. Заданные параметры воздуха в помещении должны обеспечиваться при изменении количества холода в поверхностном воздухоохладителе.
5. Границами 14-й зоны являются линии $i_в^{т\,макс} = const$ и $d_п^{т\,мин} = const$. Максимальное количество наружного воздуха $G_н^{макс} = G_п$ необходимо охладить в поверхностном воздухоохладителе при постоянном влагосодержании и увлажнить паром при постоянной температуре.

Таким образом, алгоритм функционирования СКВ с первой рециркуляцией и увлажнением воздуха паром состоит из совокупности процессов тепловлажностной обработки воздуха, включающей четырнадцать технологических режимов. Для технологической схемы обработки воздуха с первой рециркуляцией и увлажнением паром характерно потребление теплоты в зонах 1, 3, 9, 10, 11, 12, 13. В 7, 8, 9, 10 и 14 зонах требуется потребление искусственного холода. Суммарная площадь зон, когда требуется искусственный холод, значительно больше, чем для схемы с управляемым адиабатным процессом. Потребление электроэнергии на увлажнение воздуха необходимо в зонах 1, 2 и 6. Принципиальной особенностью варианта СКВ с изотермическим увлажнением являются значительно большие эксплуатационные затраты: расход холода и расход электроэнергии на функционирование системы.

Анализ работы центральной системы кондиционирования воздуха при изменении тепловой и влажностной нагрузки в помещении

Для анализа работы СКВ при неполном заполнении помещения людьми или при частичном отключении тепловыделяющего оборудования строят процесс обработки воздуха для расчетных зимних и летних условий аналогично рассмотренному в Главе 5, принимая измененные значения тепловлажностного отношения ε и минимального расхода наружного воздуха в схеме с рециркуляцией воздуха. Сравнивая результаты построения процессов для расчетных и измененных нагрузок, делают вывод об изменении режимов работы отдельных аппаратов СКВ — воздухонагревателей, возду-

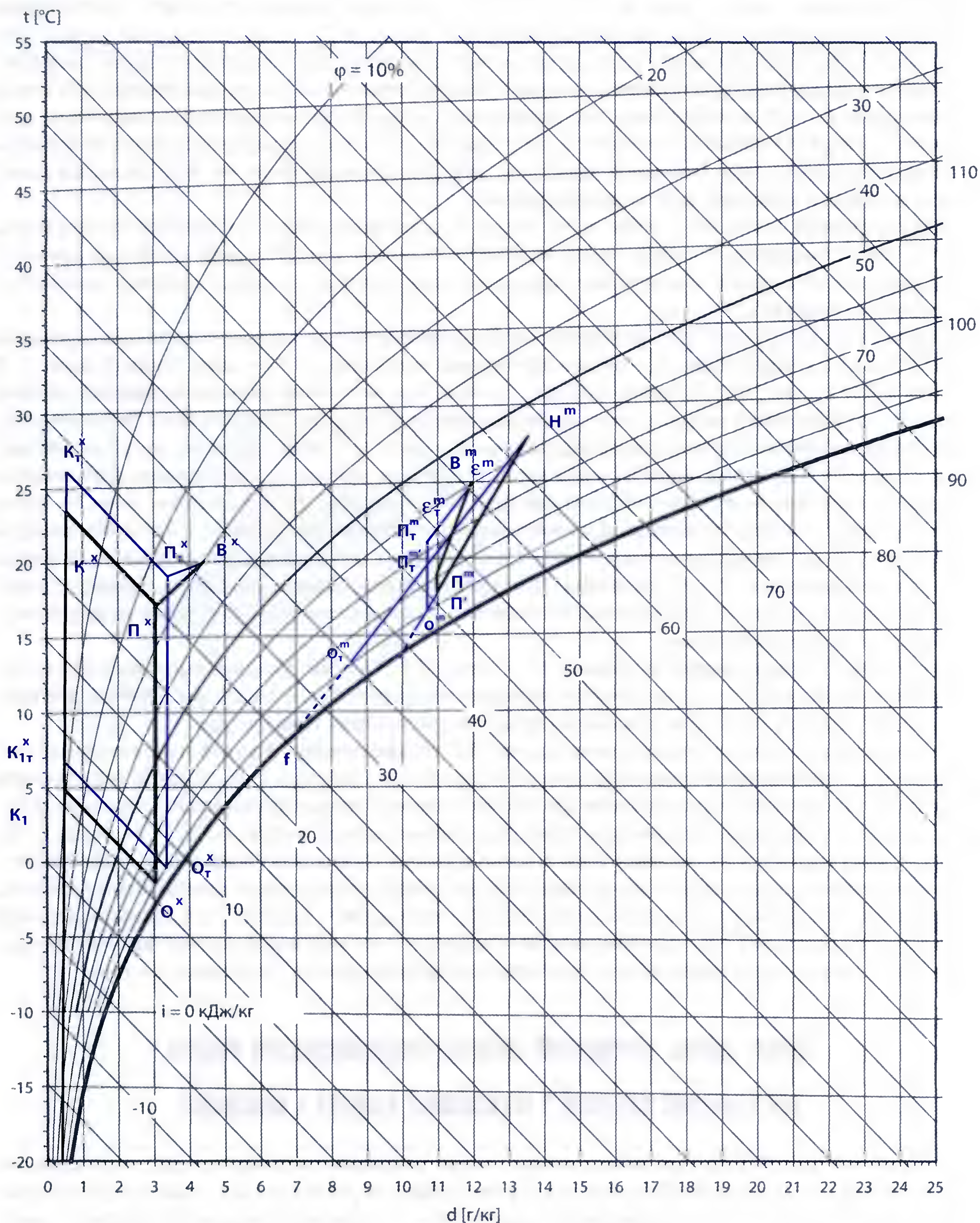


Рисунок 7.9. Анализ работы центральной СКВ при изменении тепловой и влажностной нагрузки для прямоточной схемы

хоохладителей, блока увлажнения, которые следует учесть при подборе соответствующего оборудования и при разработке функциональной схемы автоматического регулирования.

На рисунке 7.9 показано сравнение работы центральной установки кондиционирования воздуха при расчетных и измененных нагрузках в холодный и теплый периоды года для помещения с прямоточной СКВ при неполном заполнении его людьми. Точки, имеющие индекс *т*, соответствуют измененным нагрузкам. В теплый период года при снижении тепло- и влагопоступлений в помещении уменьшится угловой коэффициент процесса, и станет равным $\varepsilon_т^т$. При сохранении расхода приточного воздуха потребуется увеличение температуры приточного воздуха и точка, характеризующая состояние приточного воздуха, переместится из точки $П^т$ в точку $П_т^т$. Для доведения наружного воздуха до нового состояния приточного воздуха потребуется при неизменной температуре холодной воды, поступающей в поверхностный воздухоохладитель, увеличить ее расход, чтобы довести воздух до состояния точки $О_т$, после чего нагреть воздух в воздухонагревателе второй ступени.

Воздухонагреватели второго подогрева следует рассчитывать для режима минимальной нагрузки. По мере увеличения теплопоступлений в помещении необходимо уменьшать расход горячей воды через теплообменник. Если схема не включала воздухонагреватель второй ступени, следует изменить направление процесса мокрого охлаждения воздуха, уменьшая начальную температуру холодной воды, а также снизить степень охлаждения воздуха, уменьшая расход холодной воды, чтобы довести воздух на выходе из поверхностного воздухоохладителя до состояния, характеризуемого точкой $П_т^{т'}$. Такую возможность должна обеспечить система автоматического регулирования СКВ. В холодный период года точка, характеризующая состояние приточного воздуха при уменьшенной нагрузке, займет положение $П_т^х$. Чтобы довести наружный воздух до этого состояния, по сравнению с максимальной нагрузкой, необходимо увеличить расход теплоты в воздухонагревателе первой ступени и изменить соотношение количества увлажняемого воздуха и проходящего через байпас. В схеме со вторым подогревом необходимо увеличить расход теплоты, передаваемой воздуху, в воздухонагревателе — как первой, так и второй ступени. В этом случае оба воздухонагревателя следует рассчитывать на режим минимальной нагрузки в помещении.

На рисунке 7.10 показано сравнение работы центральной установки кондиционирования воздуха с двумя рециркуляциями и постоянным расходом приточного воздуха при расчетных и измененных нагрузках в холодный и теплый периоды года при неполном заполнении его людьми. Точки, имеющие нижний индекс *т*, соответствуют измененным нагрузкам. В теплый период года при уменьшении количества людей в помещении и связанных с этим тепло- и влагопоступлений в помещении уменьшится минимально необходимый расход наружного воздуха, угловой коэффициент процесса в помещении $\varepsilon_т^т$, увеличится температура приточного воздуха, и точка, характеризующая состояние приточного воздуха, переместится из точки $П^т$ в точку $П_т^т$. Для доведения наружного воздуха до нового состояния приточного воздуха $П_т^{т'}$ потребуется изменить направление процесса мокрого охлаждения воздуха, уменьшая начальную температуру холодной воды, изменить расход воздуха второй и первой рециркуляции, расход наружного воздуха. Все это должна обеспечить система автоматического регулирования СКВ. В холодный период года СКВ работает в режиме отопления с первой рециркуляцией. При уменьшении тепло- и влагопоступлений в помещении точка, характеризующая состояние приточного воздуха при уменьшенной нагрузке, займет положение $П_т^х$. Чтобы довести наружный воздух до этого состояния, по сравнению с максимальной нагрузкой, необходимо уменьшить расход наружного воздуха и увеличить расход воздуха первой рециркуляции, увеличить количество передаваемой теплоты в воздухонагревателе второй ступени и, возможно, первой ступени, увеличить расход воды в блоке адиабатного увлажнения. В этом случае воздухонагреватели следует рассчитывать на режим минимальной нагрузки в помещении, так же, как и блок адиабатного увлажнения.

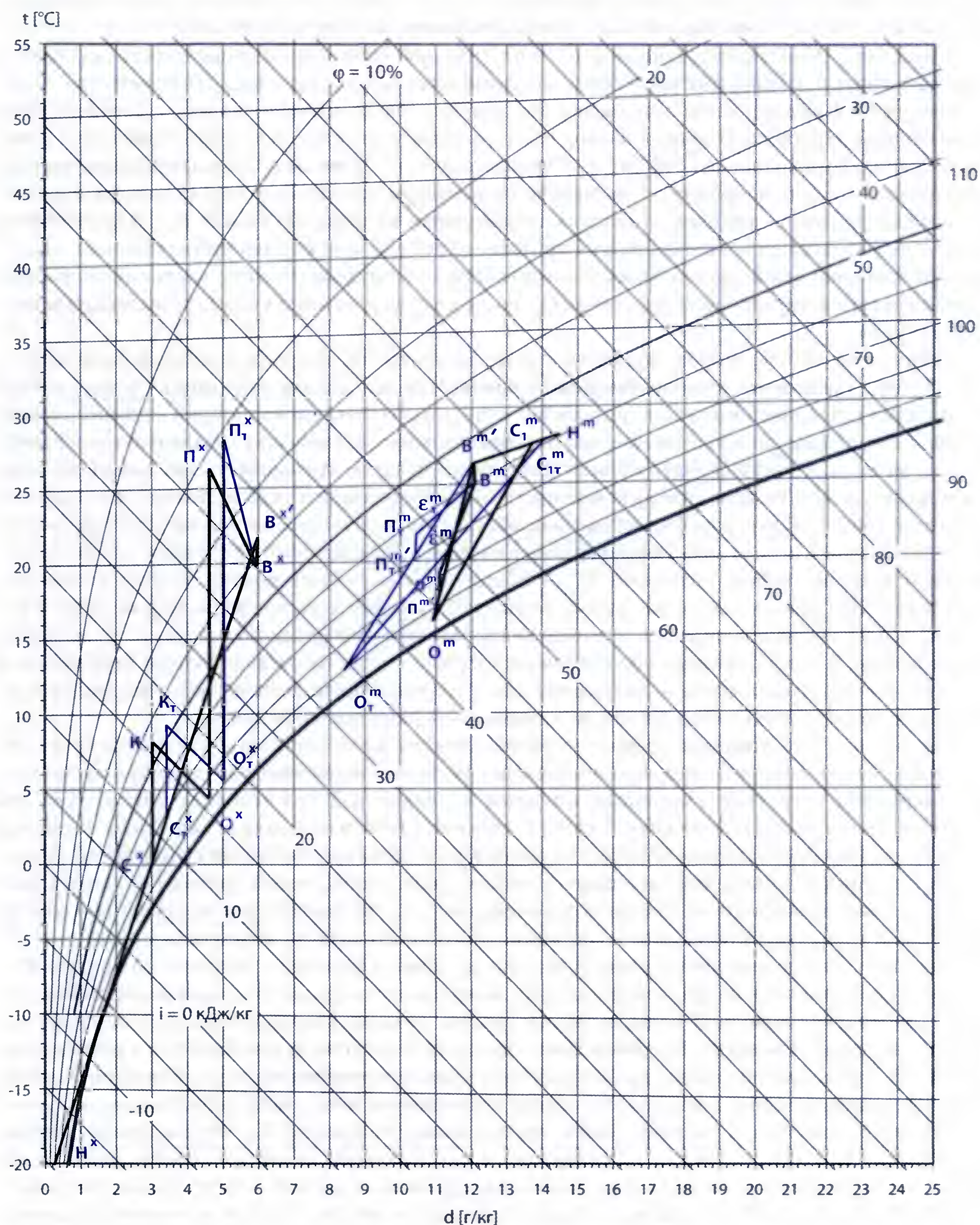


Рисунок 7.10. Анализ работы центральной СКВ при изменении тепловой и влажностной нагрузки для схемы с двумя рециркуляциями

Выбор технологической схемы обработки воздуха в центральном кондиционере

При проектировании систем кондиционирования воздуха выбор технологической схемы обработки воздуха в центральном кондиционере необходимо проводить на основе сравнения вариантов. Для конкретного объекта может быть рассмотрено несколько вариантов технологической схемы, которые отличаются способами и последовательностью обработки воздуха. Обычно достаточно ограничиться двумя-тремя вариантами. Варианты могут отличаться компоновкой, стоимостью и габаритами оборудования, системой автоматического регулирования и ее стоимостью, особенностями и стоимостью монтажа и эксплуатации, энергетическими затратами на обработку и перемещение воздуха, а также иметь свои достоинства и недостатки. В качестве критерия сравнения могут быть использованы эксплуатационные, экономические, экологические и др. показатели, но определяющими, очевидно, являются экономические показатели работы СКВ (см. Главу 2).

Теоретические основы выбора оптимальной технологической схемы СКВ с использованием методологии системного анализа заложены А. А. Рымкевичем [50]. Он предложил математическую (термодинамическую) модель центральной системы кондиционирования воздуха, представляющую собой совокупность расчетных схем и систем балансовых уравнений, выражающих зависимость выходных параметров от факторов, определяющих исходные условия, а также неравенств, учитывающих специальные ограничения. В качестве исходных условий использованы: заданные параметры воздушной среды в помещении, характеристики наружного климата, величина и характер изменения тепловых, влажностных и газовых нагрузок в помещении, минимально необходимый расход наружного воздуха, характеристики объемных элементов систем. Выходные параметры — затраты электроэнергии, теплоты, холода, воздуха и воды, мгновенные и суммарные для годового цикла эксплуатации системы. При расчетах используется модель наружного климата, а именно — статистические данные о частоте повторений разных комбинаций параметров наружного климата для данного географического пункта в течение месяца и суток. Основой для составления системы балансовых уравнений и определения критериев сравнения отдельных технологических схем обработки воздуха является анализ работы СКВ при изменении параметров наружного климата для помещений с различными классами нагрузки на i – d диаграмме. В зависимости от комбинации параметров наружного воздуха для определенного момента времени выявляется режим обработки воздуха, рассчитываются мгновенные технологические показатели — затраты теплоты, холода, воздуха, воды и электроэнергии. Расчеты энергопотребления выполняются для всех возможных комбинаций параметров наружного воздуха при различной последовательности обработки воздуха по месяцам и за год в целом. Выполнение пошагового ручного моделирования и сопровождающих его расчетов требует большого объема времени. При многовариантных расчетах переходят от построения процессов на i – d диаграмме к расчетам с использованием электронно-вычислительной техники и соответствующего программного обеспечения. Выявляется такой оптимальный вариант СКВ на основе анализа годового цикла эксплуатации СКВ, при котором затраты на функционирование СКВ будут минимальными. При сравнении вариантов технологических схем обработки воздуха следует учитывать также и единовременные затраты на создание системы кондиционирования воздуха.

Полученные при ручном пошаговом (имитационном) моделировании варианты технологических схем обработки воздуха и алгоритмы функционирования СКВ будут субоптимальными по экономическому критерию в условиях многокритериальной задачи управления микроклиматом здания на уровне проектирования. Однако этот метод позволяет достаточно наглядно продемонстрировать возможность выбора энергосберегающего решения на этапе проектирования системы кондиционирования воздуха.

ГЛАВА 8

Центральные кондиционеры

Конструктивные элементы центральных кондиционеров 322
Назначение и конструктивные особенности блоков....324
Приемный блок 325
Блоки для распределения и смешивания потоков воздуха....327
Воздушные фильтры 328
Блоки с фильтрами на нагнетании....330
Применение фильтров....332
Воздухонагреватели центрального кондиционера....332
Водяные воздухонагреватели....332
Паровые воздухонагреватели 335
Электрические воздухонагреватели....335
Воздухоохладители центральных кондиционеров 336
Поверхностный водяной воздухоохладитель....337
Воздухоохладитель фреоновый (испаритель непосредственного расширения) 338
Блоки увлажнения....343
Способы увлажнения воздуха....343
Камера орошения....347
Блок сотового увлажнения 349
Блок парового увлажнения....354
Блок увлажнения с воздушно-водяным распылением....360
Блок увлажнения с водяным распылением....366
Ультразвуковые увлажнители воздуха 371
Осушение воздуха в центральных кондиционерах 375
Теплообменники для утилизации и регенерации теплоты 379
Пластинчатые воздуховоздушные теплообменники....379
Теплообменные блоки с тепловыми трубками....387
Водовоздушные и паровоздушные теплообменники....388
Контактные теплообменники....388
Системы утилизации или регенерации теплоты с промежуточным теплоносителем 389
Система с промежуточным теплоносителем с рекуперативными теплообменниками....390
Система с промежуточным теплоносителем с контактными теплообменниками....392
Регенеративные теплообменники....397
Выбор типа теплообменника и схемы утилизации и регенерации теплоты....399
Вентиляторный блок 403
Блок шумоглушения....408
Многозональные блоки 409

Общие положения

Центральные кондиционеры компонуются из отдельных конструктивных и функциональных блоков. Функциональные блоки служат для реализации процессов обработки, смешения потоков, изменения расхода, перемещения воздуха. Для доведения состояния наружного воздуха до состояния приточного воздуха в зависимости от периода года, его необходимо очистить от пыли, нагреть или охладить, увлажнить или осушить, при необходимости смешать в определенном соотношении с рециркуляционным воздухом, распределить по двум или нескольким потокам, обеспечить перемещение по сети воздуховодов. Согласно технологической схеме обработки воздуха центральный кондиционер комплектуется функциональными технологическими блоками (воздушные клапаны, фильтры, воздухонагреватели, воздухоохладители, теплообменники для регенерации теплоты удаляемого воздуха, блоки увлажнения, блоки тепломассообмена, вентиляционные агрегаты, шумоглушители) и конструктивными блоками с определенной последовательностью их установки.

Конструктивные блоки необходимы для монтажа, обслуживания и ремонта технологических блоков. При компоновке центрального кондиционера их число стремятся уменьшить или совместить функциональный блок с конструктивным с целью сокращения габаритов установки, а также занимаемой оборудованием строительной площади.

Конструктивными особенностями современного оборудования центральных систем кондиционирования воздуха являются:

— разнообразие схем компоновки (двухъярусная компоновка с вытяжными вентиляторами, с теплоутилизаторами и т.д.);
— сведенное к минимуму количество камер обслуживания, объединение приемного блока и блока фильтров, функциональные блоки с дверцами для обслуживания;
— отсутствие присоединительного блока, вместо него — вентиляторная секция;
— большое разнообразие блоков увлажнения воздуха, использования новых способов увлажнения воздуха (ультразвуковые увлажнители, современные форсуночные камеры орошения);
— использование воздухоохладителей прямого испарения (испаритель холодильной машины);
— в целом более компактные установки;
— моноблочное исполнение типовых схем компоновки с единым корпусом и панелями, что снижает вес агрегата, упрощает монтаж, уменьшает потери теплоты, холода, повышает герметичность установки.



Фото 8.1. Центральный кондиционер CLIVET с пластинчатым теплообменником, воздухоохладителем, блоком сотового увлажнения, воздухонагревателем, приточным и вытяжным вентилятором

Конструктивные элементы центральных кондиционеров

Центральные кондиционеры выполняют в корпусе с несущим каркасом и панелями. Корпус изготовлен из пятигранных штампованных алюминиевых профилей, соединяемых с помощью угловых соединительных элементов, отлитых из алюминия, что определяет коррозионную стойкость конструкции. Панели типа сэндвич имеют толщину от 25 до 50 мм в зависимости от варианта исполнения и вида теплоизоляционного материала. Панель состоит из двух металлических листов, между которыми размещается утеплитель.



Фото 8.2. Каркас центрального кондиционера

Листы могут быть изготовлены из различных материалов:
— оцинкованной стали (стандартное исполнение для внутренних листов);
— оцинкованной стали с полимерным покрытием (стандартное исполнение для наружных листов), в центральных кондиционерах НС цвет покрытия светло-серый RAL 9002;
— алюминиевого сплава (peraluman) (для внутреннего и наружного листа панели);
— нержавеющей стали марки А 304 (для внутренних и наружных листов).

Теплоизоляция может быть из негорючих материалов: вспененного пенополиуретана (стандартное исполнение для НС) или минеральной ваты (таблица 8.1).

Таблица 8.1. Теплотехнические характеристики теплоизоляционных материалов

Параметр	Пенополиуретан	Минеральная вата
Плотность, кг /м^3	45	80
Максимальное усилие, Н/см	10	18
Коэффициент теплопроводности в сухом состоянии, Вт/м К	0,029	0,038

Теплоизоляционный слой панелей сэндвич одновременно является и звукоизоляционным слоем. Поглощение уровня звуковой мощности панелями корпуса с толщиной изоляции из вспененного пенополиуретана δ = 46 мм по октавным полосам представлено в таблице 8.2.

Крепление панелей осуществляется с помощью самоцентрирующихся винтов и нейлоновой втулки для обеспечения максимальной затяжки винта без деформации панелей. Чтобы не допустить утечки и подсосы воздуха, используется резиновая прокладка между панелью и каркасом.

Таблица 8.2. Снижение уровня звуковой мощности панелями корпуса центральных кондиционеров HC Clivet

Октавная полоса	Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Снижение уровня звуковой мощности	дБ	8	11	23	29	36	34	31	29

В панелях функциональных блоков установлены дверцы для обслуживания. Они оснащаются петлями и ручками. Запорный механизм ручек позволяет достаточно плотно прижимать дверцу к раме (Фото 8.3 а). Дверцы в секциях, находящихся под давлением, открываются вовнутрь блока из соображений безопасности и для еще большей герметичности. Дверцы могут быть оборудованы смотровыми окошками (Фото 8.3 б).



а) ручки для открытия дверок б) смотровые окна

Фото 8.3

Рама изготавливается из швеллера, соединяемого алюминиевыми уголками, имеет отверстия для удобного подъема и перемещения блока. Для каждой секции центрального кондиционера своя рама, высота основания составляет 100 мм для типоразмеров HC 013 –HC 300, 140 мм — для типоразмеров HC 360 –HC 720, для блоков увлажнения оросительных камер и сотовых увлажнителей, имеющих поддон, высота рамы — 380 мм.

Характеристики рамы и корпуса центральных кондиционеров HC соответствуют Европейским стандартам EN 1886 (таблица 8.3).

Таблица 8.3. Характеристики рамы и корпуса центральных кондиционеров HC

Характеристика	Таблица EN 1886	Класс
Прочность основания	1	2A
Подсосы воздуха при разрежении –400 Па	2	A
Утечки воздуха при давлении +700 Па	3	A
Проскок фильтра	4	F9
Коэффициент теплопередачи панели корпуса	5	T2
Тепловые мосты в стандартном исполнении	6	TB3
Тепловые мосты с термозащитой	6	TB2

Максимальная температура перемещаемого воздуха 80°C, что связано с долговечностью работы таких элементов как подшипники вентиляторов, клиновидные ремни, воздушные фильтры, уплотняющие прокладки и т. д. При температуре выше 40°C следует применять электродвигатели вентиляторов с усиленной тепловой изоляцией.

Центральный кондиционер может поставляться отдельными функциональными и конструктивными секциями или как моноблок, что удешевляет установку, уменьшает вес и габариты и упрощает монтаж. Однако существует ограничение на длину установки, которое зависит от типоразмера (обычно не более 3000 мм).

Центральные кондиционеры изготавливаются в следующих вариантах исполнения:
— для установки внутри здания;
— для установки снаружи здания;
— гигиеническом, для лечебных учреждений и «чистых» помещений.

При установке центрального кондиционера внутри здания панели корпуса изготавливают из оцинкованной стали. Для фармацевтической, электронной, пищевой и химической промышленности предусмотрено специальное исполнение с панелями из нержавеющей стали. При установке снаружи здания предусмотрен дополнительный навес сверху и поддон снизу из алюминия. При монтаже установка должна находиться на высоте среднестатистического уровня снегового покрова для данной местности, необходим специальный теплоизолированный фундамент. Соединительные электрические кабели размещаются на дне установки. При наружной установке трубопроводы тепло-холодоснабжения и системы утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем могут размещаться внутри установки, заборное и выпускное отверстие должны быть защищены специальными сетками от птиц. В центральных кондиционерах при гигиеническом исполнении отдельные элементы — вентиляторы, воздухонагреватель, воздухоохладитель с поддоном и сепаратором, кассеты фильтра класса G3 и G4, шумоглушители — могут быть извлечены по специальным направляющим из нержавеющей стали. Это необходимо для проведения периодически полной дезинфекции внутренней поверхности корпуса. Карманные фильтры класса от G5 до G9 установлены в стационарные рамы корпуса, их отсоединяют от рамы и извлекают перед дезинфекцией. Пластины шумоглушителей дополнительно защищены полиэтиленовой пленкой. Специально отформованное прямое и гладкое днище из нержавеющей стали обеспечивает простую очистку и сток чистящих и дезинфекционных средств в желоб из нержавеющего листа, прикрепленный на стороне обслуживания по всей длине блока. Дверца на стороне обслуживания имеет длину блока. Внутренние стенки элементов корпуса, корпус вентилятора, шумоглушители дополнительно окрашены краской, устойчивой к средствам дезинфекции, или изготовлены из нержавеющей стали. Присоединительные трубопроводы находятся внутри кондиционера, каплеуловители свободно извлекаются, воздушные клапаны герметичны по DIN 1946/4.

Назначение и конструктивные особенности блоков

В функциональных блоках реализуются все необходимые процессы тепловлажностной обработки воздуха, функция перемещения воздуха и глушения шума:
— в приемных блоках — прием и смешение наружного воздуха с рециркуляционным;
— в смесительных и распределительных блоках — смешение или распределение потоков воздуха;
— в блоке фильтров, который часто объединяется с приемным блоком, — грубая очистка воздуха от пыли в ячейковых фильтрах класса G3–G4, обычная очистка в карманных фильтрах классов от G4 до F9, иногда тонкая очистка в специальных фильтрах класса H13;
— в блоке водяного, парового или электрического воздухонагревателя — нагревание воздуха в поверхностных теплообменниках;
— в блоке водяного или фреонового (непосредственное испарение) воздухоохладителя — «сухое» или «мокрое» охлаждение в поверхностных теплообменниках;
— в блоках теплоутилизации — нагревание наружного воздуха за счет теплоты удаляемого;

— в блоках увлажнения (камера орошения и сотовый увлажнитель) — адиабатное увлажнение воздуха;
— в блоках парового увлажнения с парогенератором — увлажнение воздуха паром;
— в блоке шумоглушения — снижение уровня звуковой мощности, создаваемой оборудованием центрального кондиционера;
— в вентиляторном блоке — вентиляционный агрегат, обеспечивающий перемещение воздуха в системе кондиционирования воздуха;
— в блоках для многозональных систем кондиционирования воздуха — вентиляционный агрегат, разделение потоков воздуха, нагревание одного потока и охлаждение другого.

Приемный блок

Приемные блоки могут быть прямоточные и смесительные. Блоки прямоточные служат для приема, регулирования расхода и равномерного распределения по живому сечению наружного воздуха, который поступает в кондиционер. В прямоточном блоке воздушные клапаны могут устанавливаться по фронту (рисунок 8.1), сверху или снизу (рисунок 8.2).

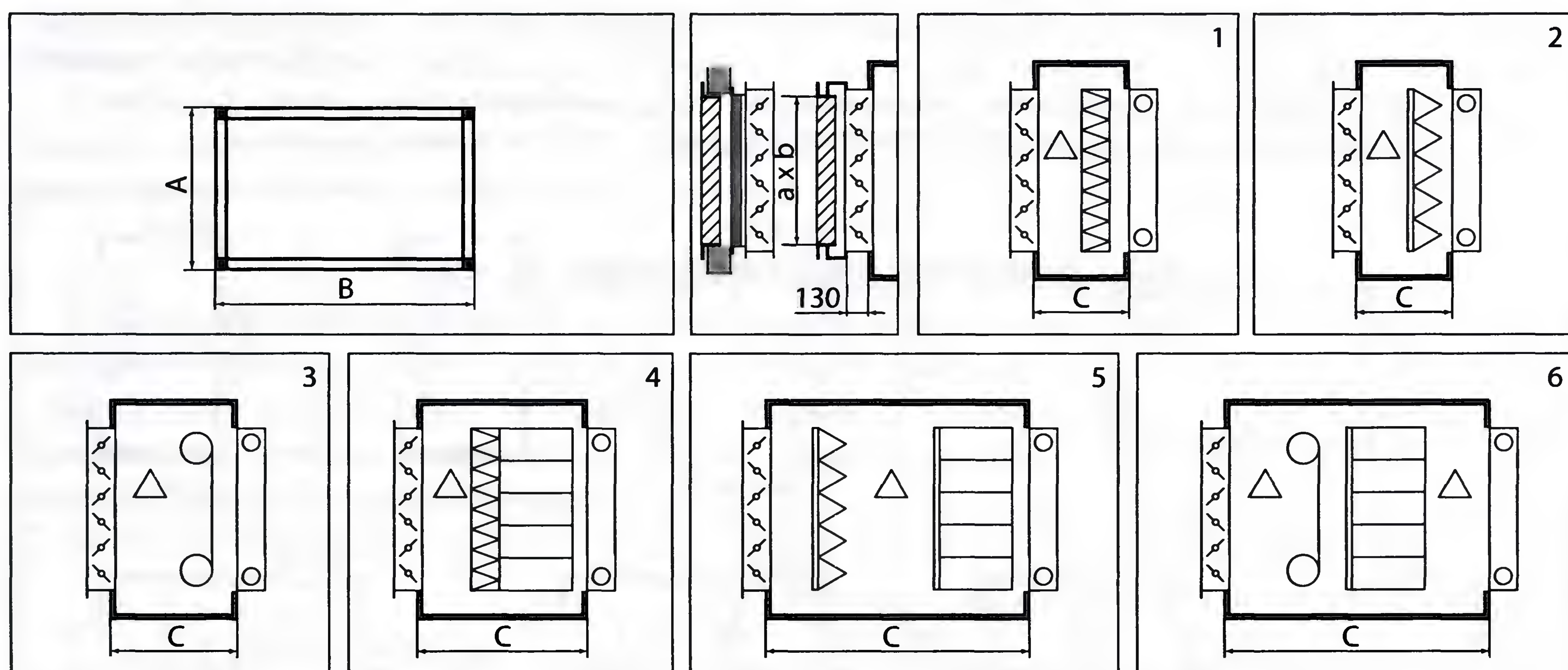


Рисунок 8.1. Приемная секция с фильтрами (забор по фронту воздуха):

1 — с ячейковым фильтром; 2 — с карманным фильтром; 3 — с рулонным фильтром; 4 — с ячейковым и карманным фильтром (F стандартный — R повышенной жесткости); 5 — с карманными фильтрами первой и второй ступени очистки (F стандартный — R повышенной жесткости); 6 — с рулонным фильтром и карманным фильтром (F стандартный — R повышенной жесткости); Δ — обозначает инспекционную дверцу

Блоки приемные смесительные (два потока) служат для приема, регулирования расхода наружного и рециркуляционного воздуха, смешивания в определенном соотношении и равномерного распределения смеси по живому сечению центрального кондиционера (рисунок 8.3).

Приемный блок имеет воздушные клапаны для приема наружного и рециркуляционного воздуха. Клапанами управляют вручную или с помощью электрического привода для регулирования соотношения количества наружного и рециркуляционного воздуха. В смесительном блоке два воздушных клапана, которые устанавливаются один по фронту, другой — сверху или снизу. Рециркуляционный клапан, как правило, не требует утепления и теплоизоляции, так как не имеет контакта с наружным воздухом. При постоянном расходе приточного воздуха возможно использовать один электропривод одновременно на оба клапана. В том случае, когда расход приточного воздуха изменяется в процессе эксплуатации установки, устанавливают независимый электропривод на каждый клапан.

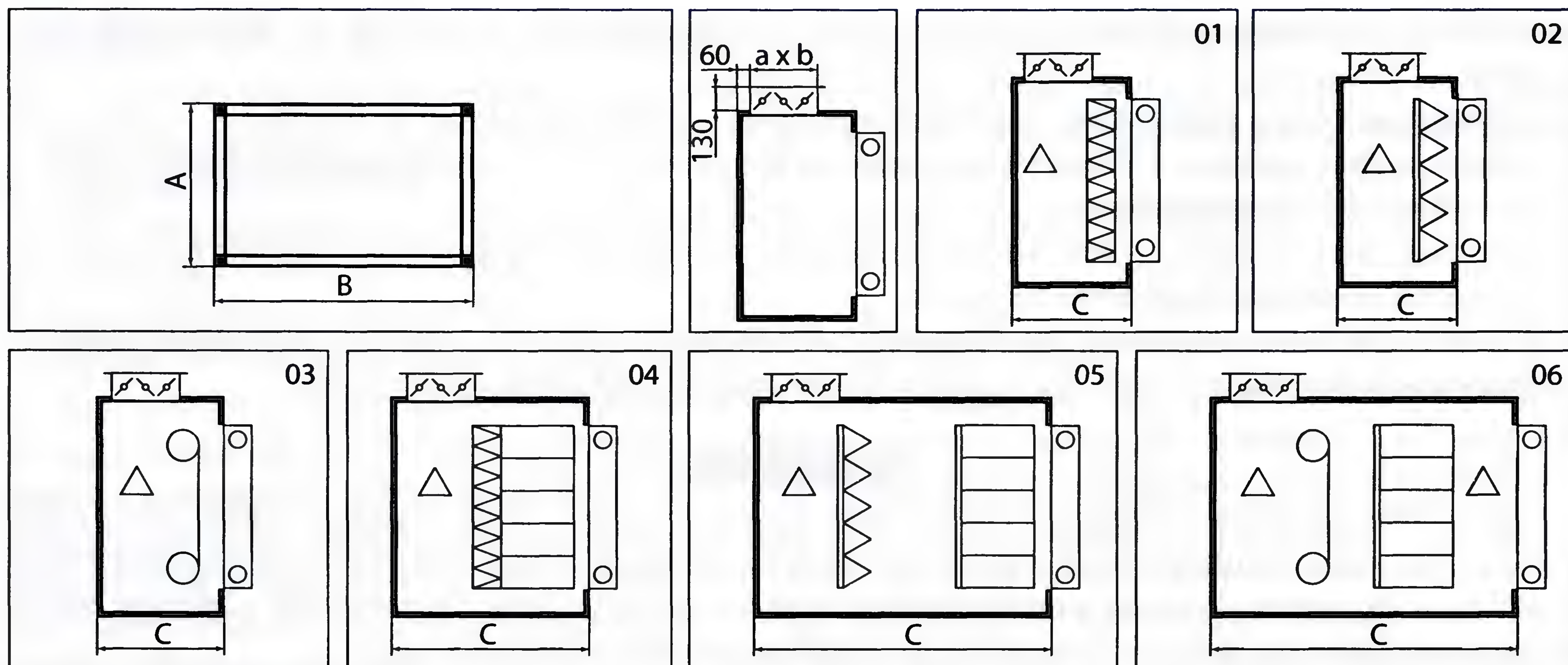


Рисунок 8.2. Приемная секция с фильтрами (забор воздуха сверху или снизу):

1 — с ячейковым фильтром; 2 — с карманным фильтром; 3 — с рулонным фильтром; 4 — с ячейковым и карманным фильтром (F стандартный — R повышенной жесткости); 5 — с карманными фильтрами первой и второй ступени очистки (F стандартный — R повышенной жесткости); 6 — с рулонным фильтром и карманным фильтром (F стандартный — R повышенной жесткости); Δ — обозначает инспекционную дверцу

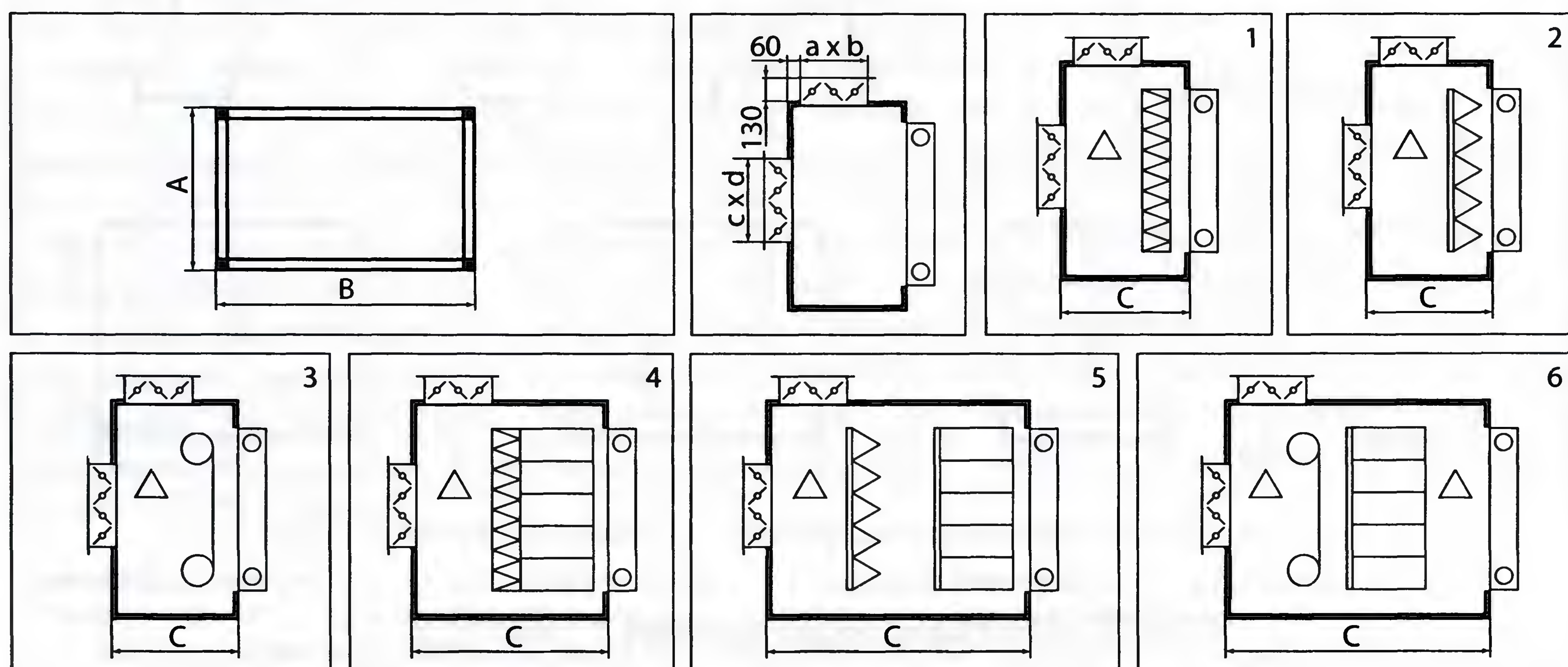


Рисунок 8.3. Приемная смесительная секция с фильтрами:

1 — с ячейковым фильтром; 2 — с карманным фильтром; 3 — с рулонным фильтром; 4 — с ячейковым и карманным фильтром (F стандартный — R повышенной жесткости); 5 — с карманными фильтрами первой и второй ступени очистки (F стандартный — R повышенной жесткости); 6 — с рулонным фильтром и карманным фильтром (F стандартный — R повышенной жесткости); Δ — обозначает инспекционную дверцу

Воздушные клапаны имеют фланцы для присоединения воздуховодов, могут поставляться с гибкими вставками. Клапан состоит из корпуса, фланцев крепления, лопаток, резиновых уплотнений, приводных шестеренок.

Корпус клапана, как правило, изготавливается из алюминия или оцинкованной стали и имеет фланцы крепления к корпусу установки и к воздуховоду. Лопатки изготавливаются из алюминия или оцинкованной стали. Могут иметь наполнитель из теплоизоляционного материала. При расчетной температуре наружного воздуха ниже –30°С рекомендуется использовать электрообогрева-

емые лопатки клапана для предотвращения обледенения их во время остановок в работе. Резиновое уплотнение изготавливается из резины, устойчивой к низким температурам наружного воздуха.

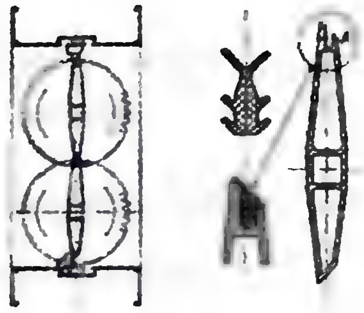


Рисунок 8.4. Воздушные клапаны

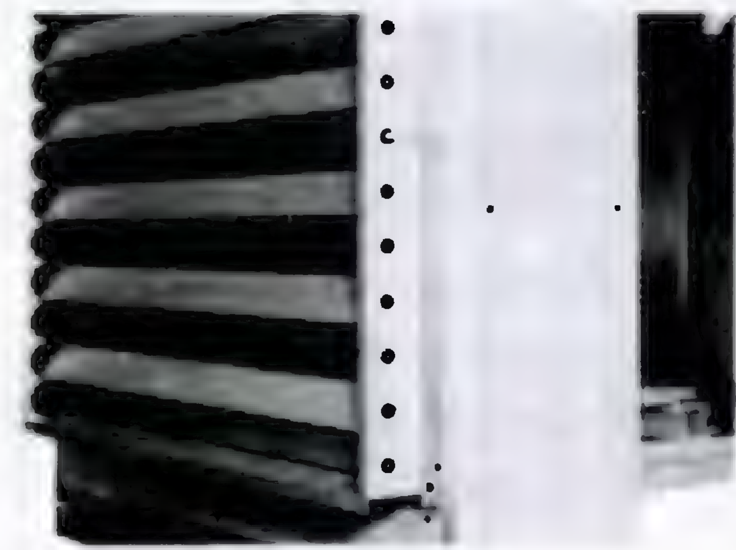


Фото 8.4. Воздушные клапаны

Приводные шестеренки изготавливаются, как правило из термостойкого пластика. Существует еще один распространенный вариант привода лопаток — рычажная система. Рычажная система требует большего, чем пластиковые шестеренки, вращающего момента и может потребовать более мощный электропривод. Но пластиковые шестеренки имеют предел применения по устойчивости к низким температурам (разный для каждого производителя), поэтому применение рычажной системы в условиях России может быть оправдано.

Возможно пропорциональное или двухпозиционное регулирование воздушных клапанов. Используются электроприводы с пружинным возвратом, гарантирующим закрытие клапана при аварийном отключении электроэнергии.

Блоки для распределения и смешивания потоков воздуха

В центральных кондиционерах НС предусмотрены также блоки для распределения и смешивания потоков воздуха (три потока). Они предназначены для двухъярусных центральных кондиционеров с вытяжными вентиляторами и теплоутилизаторами. С помощью трехпоточного блока возможно изменять соотношение количества вытяжного, рециркуляционного и наружного воздуха для обеспечения требуемых параметров смеси (рисунок 8.5).

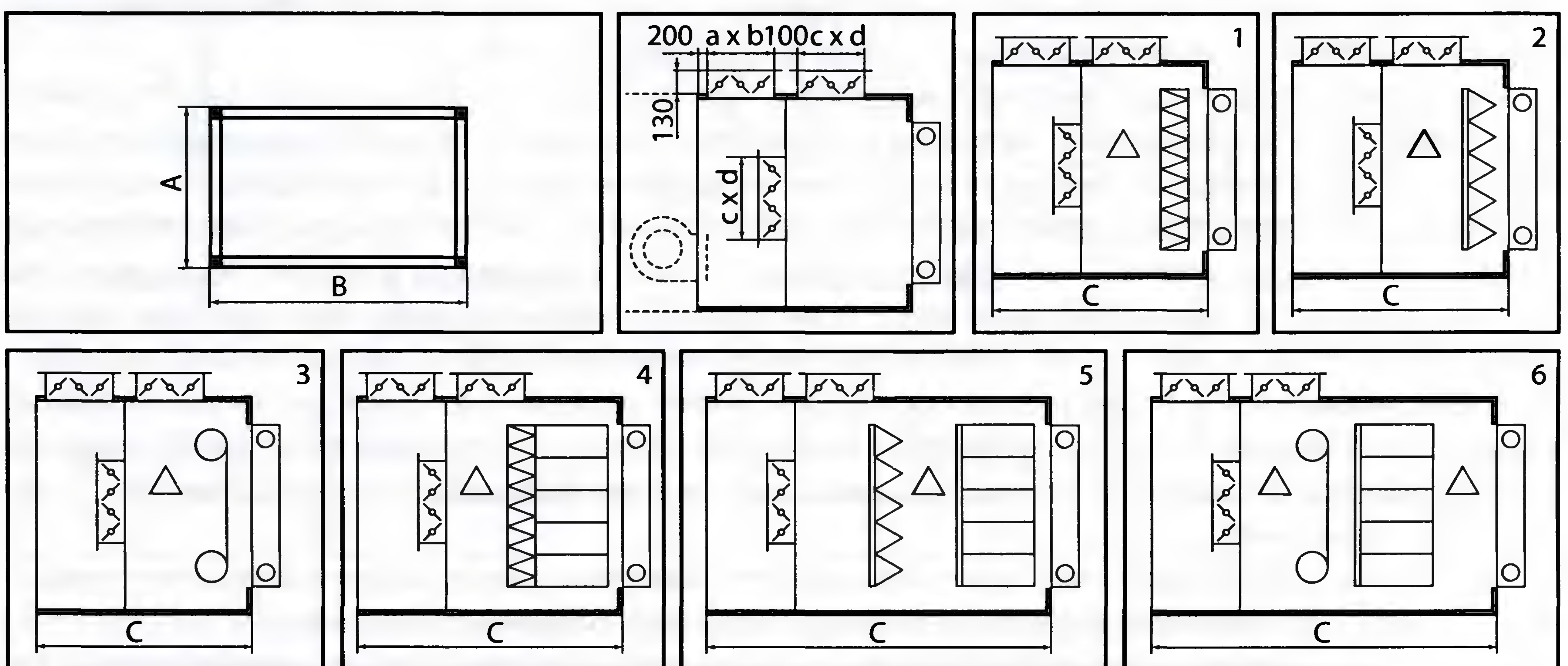


Рисунок 8.5. Блок для распределения и смешивания потоков воздуха:

1 — с ячейковым фильтром; 2 — с карманным фильтром; 3 — с рулонным фильтром; 4 — с ячейковым и карманным фильтром (F стандартный — R повышенной жесткости); 5 — с карманными фильтрами первой и второй ступени очистки (F стандартный — R повышенной жесткости); 6 — с рулонным фильтром и карманным фильтром (F стандартный — R повышенной жесткости); Δ — обозначает инспекционную дверцу

Воздушные фильтры

Внутри приемных блоков устанавливаются воздушные фильтры, которые очищают наружный и рециркуляционный воздух от пыли. В составе центральных кондиционеров НС поставляют несколько видов фильтрующих блоков:
— с ячейковыми фильтрами;
— рулонными фильтрами;
— карманными фильтрами;
— с фильтрами тонкой очистки воздуха;
— с фильтрами из активированного угля.

Ячейковые фильтры применяются для грубой очистки воздуха в качестве первой ступени. Ячейковые фильтры используются с двумя видами фильтрующего материала:
— винипластовый гофрированный фильтрующий материал класса G3 с эффективностью очистки 80% согласно EN 779;
— металлические гофрированные сетки класса G1 с эффективностью очистки 65% согласно EN 779.

Характеристики материалов фильтров кондиционера НС аналогичны характеристикам материала ячейковых фильтров центральных кондиционеров КЦКП, приведенным в таблице 9.14 (см. Главу 9). Ячейковые фильтры монтируются в рамы, толщиной 48 мм, которые устанавливаются на направляющих рельсах. Рамы могут быть извлечены со стороны боковой панели для обслуживания. Ячейковые фильтры могут устанавливаться в комбинации с фильтрами более высокого класса очистки воздуха на одной раме с помощью защелок. В этом случае замена фильтра может осуществляться со стороны фронта. Для проведения монтажных работ и обслуживания фильтров в блоке, где установлен фильтр, перед ним следует предусмотреть инспекционную дверцу. С целью повторного использования фильтровальных материалов их фильтрующие свойства обновляют способом промывания в воде с добавлением моющих средств и сушки подогретым воздухом. Регенерация ячейковых фильтров проводится путем извлечения, промывки в горячем содовом или мыльном растворе и просушивании и, при необходимости, промасливания. Регенерацию можно проводить не больше 3 раз.

В качестве первой ступени очистки могут применяться рулонные фильтры с фильтрующим материалом класса G3 с эффективностью очистки 80% согласно EN 779.

В рулонном фильтре фильтрующий материал в виде двух рулонов закреплен на двух направляющих цилиндрах, которые могут вращаться с помощью электродвигателя. Воздух проходит через часть фильтровального материала рулона в плоскости фронтального сечения центрального кондиционера. По мере загрязнения этой части фильтровального материала происходит перемещение фильтрующего материала по сигналу датчика перепада давления на фильтре. Таким образом, фильтровальный материал автоматически обновляется, что увеличивает срок службы и время между регенерацией фильтра по сравнению с ячейковыми фильтрами такого же класса и упрощает обслуживание. Автоматическое управление работой рулонного фильтра предусматривает также сигнализацию о разрыве фильтровального материала, предупреждение о необходимости замены роликов. Рулонные фильтры устанавливаются в центральных кондиционерах НС, начиная с типоразмера 76.

В карманных фильтрах площадь фильтровального материала, через которую проходит очищаемый воздух, в несколько раз больше площади фронтального сечения кондиционера, что позволяет уменьшить аэродинамическое сопротивление фильтра, увеличить время работы фильтра между регенерацией, увеличить срок службы фильтра.

Карманные фильтры изготавливают согласно EN 779:
— с полотнами из стекловолокнистого материала класса G4 с взвешенной эффективностью очистки 92%;

— из материала с иглопробивными отверстиями класса F7 с колориметрической эффективностью очистки 80%;
— класса F8 с колориметрической эффективностью очистки 90%;
— класса F9 с колориметрической эффективностью очистки 95%.

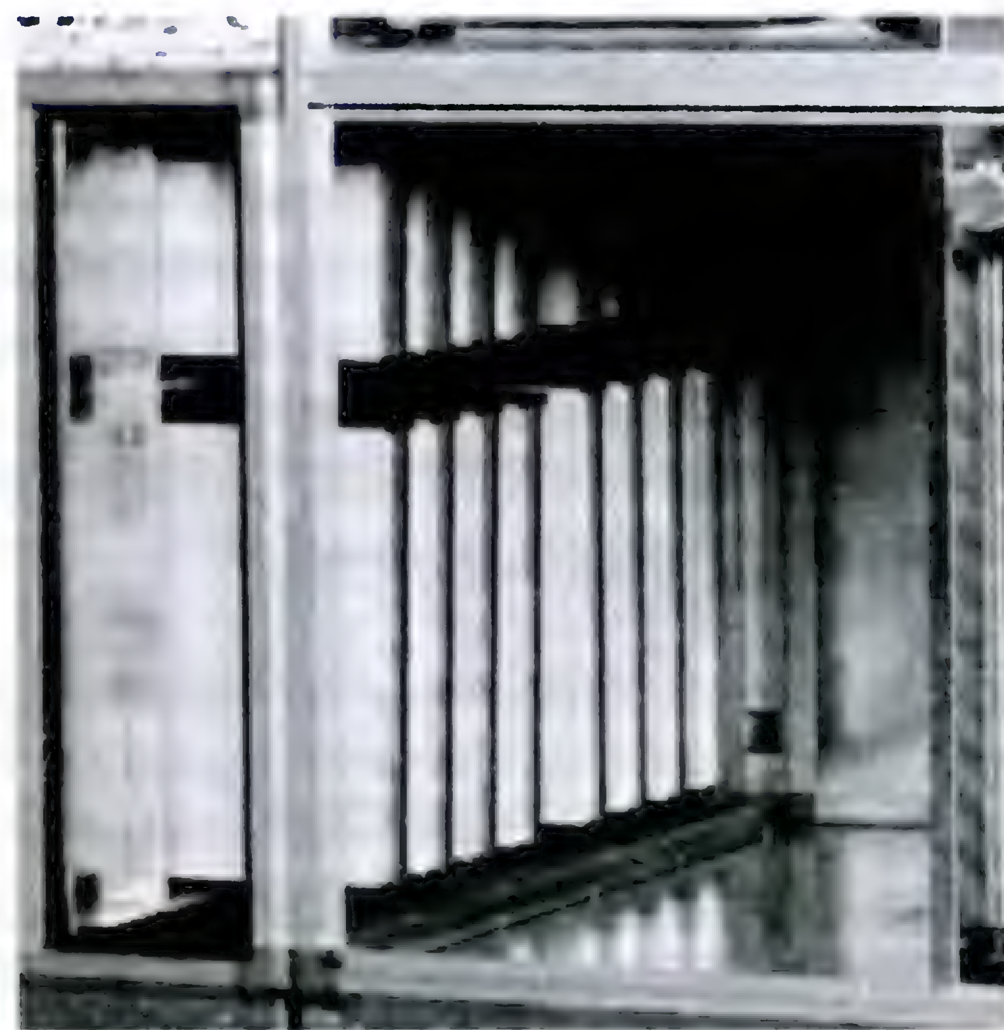


Фото 8.5. Карманные фильтры

Толщина карманного фильтра 535 мм, он устанавливается на единую раму и закрепляется с помощью защелок. Замена карманного фильтра, который устанавливается на раме, осуществляется со стороны фронта, для чего следует предусмотреть пространство перед фильтром не менее 600 мм с инспекционной дверью. Карманные фильтры класса G4 устанавливаются на направляющих.

Применяются также усиленные фильтры или фильтры повышенной жесткости со сложенными листами стекловолокнистого материала класса F9 с колориметрической эффективностью очистки 95% согласно EN 779. Длина этого фильтра 292 мм, что дает возможность уменьшить габариты приемного блока и в целом центрального кондиционера. (рисунок 8.6). Рама по контуру имеет прокладку для обеспечения герметичности блока фильтра. Закрепляется фильтр на раме аналогично обычному карманному фильтру с помощью защелок, замена также со стороны фронта. Карманные фильтры класса G4 применяются в качестве первой ступени очистки, классов F7, F8, F9 — второй ступени очистки. Фильтр подлежит замене, когда падение давления на фильтре возрастет в два раза по сравнению с начальным падением давления, для G3 — 140 Па, F5–F6 — 240 Па, F7–F9 — 350 Па.

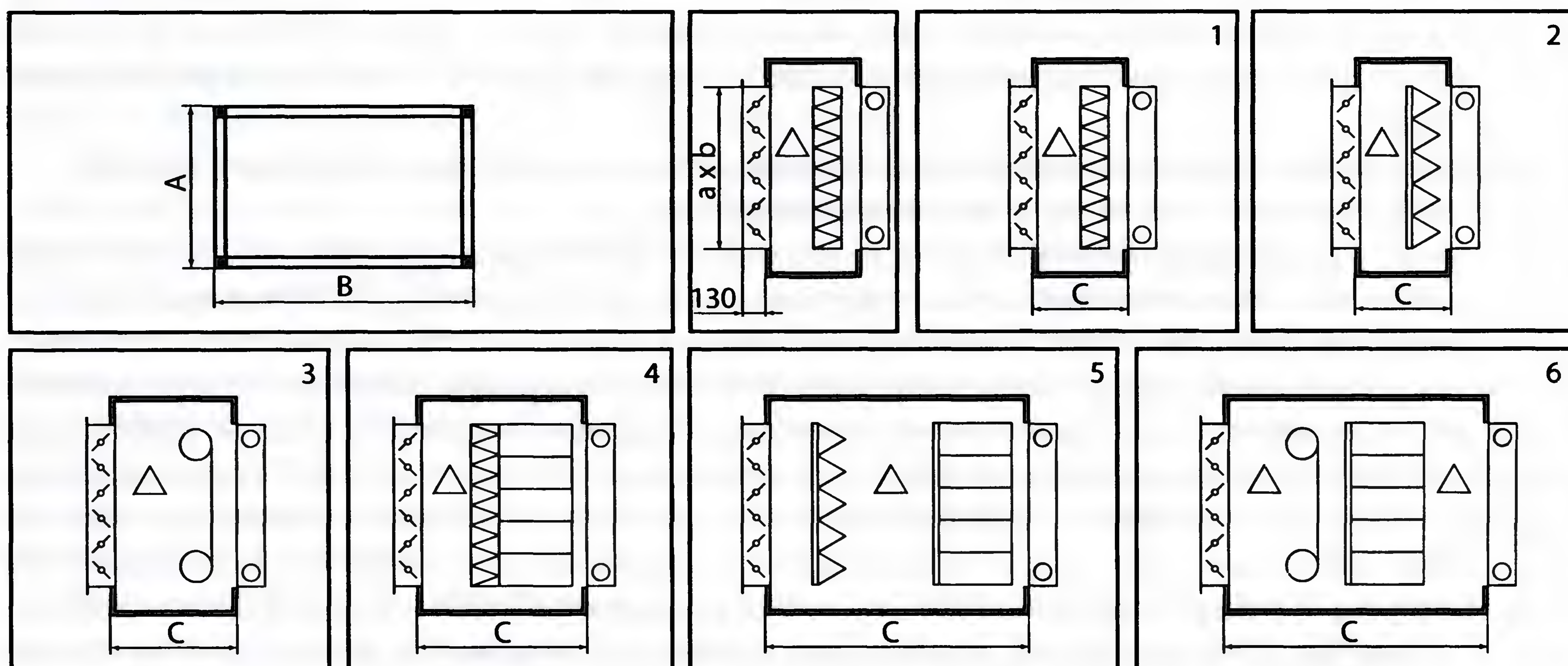


Рисунок 8.6. Приемная секция уменьшенного размера с фильтрами:

1 — с ячейковым фильтром; 2 — с карманным фильтром; 3 — с рулонным фильтром; 4 — с ячейковым и карманным фильтром (F стандартный — R повышенной жесткости); 5 — с карманными фильтрами первой и второй ступени очистки (F стандартный — R повышенной жесткости); 6 — с рулонным фильтром и карманным фильтром (F стандартный — R повышенной жесткости); Δ — обозначает инспекционную дверцу

Блоки с фильтрами на нагнетании

При необходимости третьей ступени очистки в помещениях с повышенными требованиями к чистоте воздуха, а также при необходимости очистки приточного воздуха от вредных газов в центральном кондиционере НС предусмотрены блоки воздушных фильтров, устанавливаемые на стороне нагнетания (рисунок 8.7).

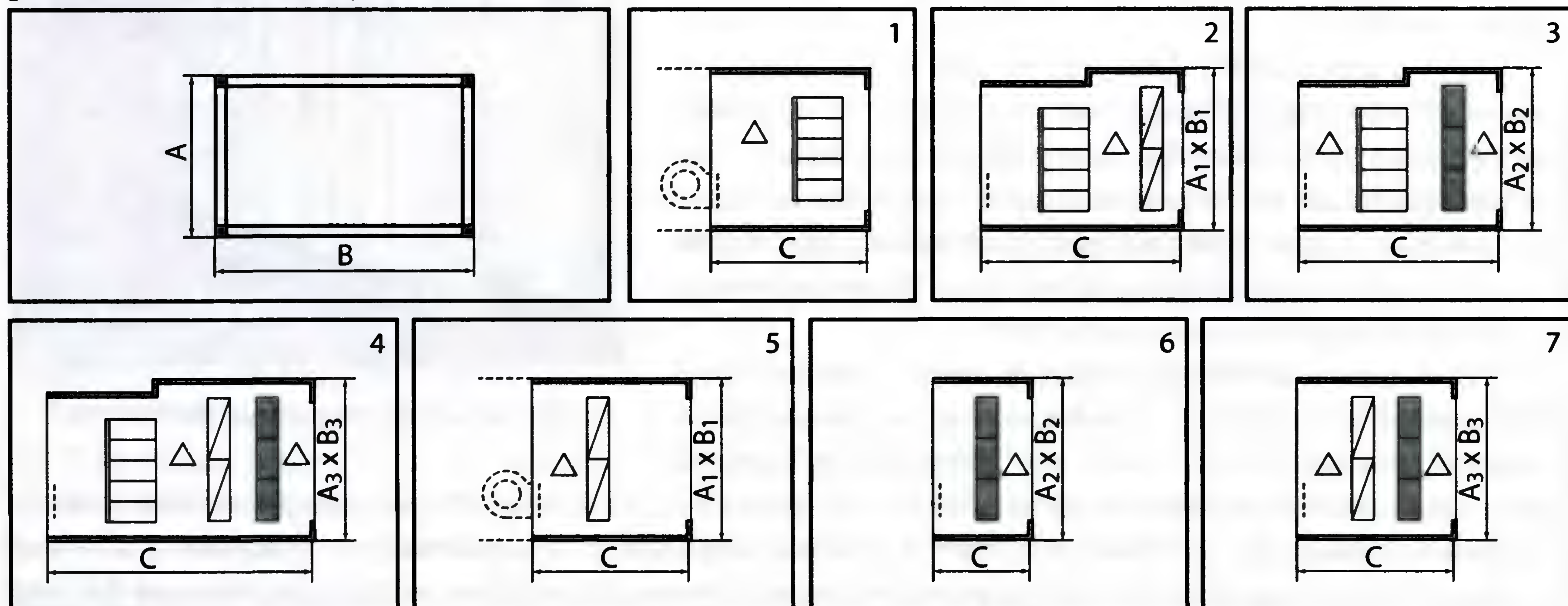


Рисунок 8.7. Воздушные фильтры (секции на нагнетании):

1 — карманный фильтр (F стандартный — R повышенной жесткости); 2 — карманный фильтр (F стандартный — R повышенной жесткости) + фильтр тонкой очистки; 3 — карманный фильтр (F стандартный — R повышенной жесткости) + угольный фильтр; 4 — карманный фильтр (F стандартный — R повышенной жесткости) + фильтр тонкой очистки + угольный фильтр; 5 — фильтр тонкой очистки; 6 — угольный фильтр; 7 — фильтр тонкой очистки + угольный фильтр; Δ — обозначает инспекционную дверцу

В этих блоках могут устанавливаться следующим образом:

— совместно фильтры второй (карманные фильтры) и третьей (фильтры тонкой очистки) ступени очистки;

— отдельно только фильтры третьей ступени (фильтры тонкой очистки или угольный фильтр);

— совместно фильтры тонкой очистки и угольный фильтр.

В блоках с фильтрами тонкой очистки используются HEPA фильтры (High Efficiency Particle Air) с эффективностью улавливания частиц размером более 0,3 мкм 99,95%. В большинстве чистых помещений HEPA фильтры устанавливаются в местах подачи воздуха в чистые помещения, чтобы в приточный воздух не попали частицы загрязнений при его движении в воздуховодах. В чистых помещениях более низкого класса чистоты, например, класса ISO 8 (класс 100000), для которых количество частиц, генерируемых в воздуховодах, играет незначительную роль, фильтры возможно устанавливать непосредственно за установкой кондиционирования воздуха. В фильтрах тонкой очистки воздуха длинные листы фильтрующего материала из супертонкого стекловолокна складываются гармошкой так, чтобы последующий сгиб смотрел в противоположную сторону. Такая укладка листа обеспечивает развитую поверхность фильтрации по сравнению с фронтальным сечением. Расстояние между сгибами (глубина гофра) составляет обычно от 5 см до 28 см. Для того, чтобы обеспечить свободное течение воздуха через фильтровальный лист и стабильный рабочий режим, между гофрами устанавливают сепараторы — обычно гофрированную алюминиевую фольгу. Сейчас высокоэффективные фильтры выпускаются в варианте с мелкими складками (mini-pleat), когда не используются алюминиевые сепараторы, а фильтровальный лист разделяется нитью, полосками клея или за счет созданного на поверхности листа рельефа. Этот способ укладки обеспечивает в 2,5–3 раза большее число гофров по сравнению

с фильтрами, использующими глубокие гофры, обеспечивает меньший перепад давления при той же площади фронтального сечения.

Фильтры тонкой очистки служат для однократного использования и подлежат замене при загрязнении. Срок службы зависит от расхода воздуха, конечного перепада давлений, количества пыли в помещении. Если расход воздуха на 25% меньше номинального, то срок службы увеличивается в 2 раза. Установка фильтра предварительной очистки значительно продлевает срок службы фильтра тонкой очистки. Загрязнение фильтра контролируется с помощью дифференциального жидкостного манометра с U-образной трубкой. Манометр соединяется с патрубками на корпусе с помощью пластиковых трубок.

Принимается, что номинальная скорость прохождения воздуха через фильтр тонкой очистки должна составлять 0,5 м/с. При этой скорости начальный перепад давления должен находиться в пределах от 120 до 170 Па. Фактически значение начального падения давления на фильтре составляет 250 Па. Для того, чтобы предупредить проникновение неотфильтрованного воздуха в чистое помещение, необходимо обеспечить уплотнение фильтра. С этой целью используются термопластический уплотнитель или гель. Фиксирующие стержни служат для фронтального снятия.

Если наружный воздух содержит вредные газы, например, выхлопы от автомобилей, то необходима специальная очистка воздуха. С этой целью применяются фильтры из активированного угля. В результате активации обычного угля образуется очень пористый уголь с большой площадью поверхности, что способствует адсорбции. Для еще лучшей адсорбции он пропитывается специальными химикатами, используются медь, серебро, цинк и молибденовый триэтилендиамин. Активированный уголь адсорбирует запахи, пары, вредные газы, содержащиеся в воздухе. В фильтрах активированный уголь помещается в цилиндры из оцинкованной перфорированной стали. Когда частица загрязняющего вещества перемещается по длинному лабиринту активированного угля, шансы ее адсорбции возрастают. В отличие от пылепоглощающих фильтров, перепад давления на угольном фильтре остается постоянным в течение всего срока использования фильтровального элемента. Цилиндры устанавливаются с уплотняющими прокладками в оцинкованную раму. Глубина фильтра из активированного угля 470 мм. Замена фильтра производится со стороны фронта. Из-за большого веса угольных фильтров необходима установка специальных опор или фундаментов под корпуса с этими фильтрами.

Фильтры тонкой очистки воздуха или угольные фильтры не подлежат регенерации, стоимость этих фильтров очень высокая, поэтому для продления сроков службы этих фильтров обязательно перед ними устанавливать предварительные фильтры грубой и средней очистки.

Для кондиционеров специального назначения (медицинские учреждения, детские сады, школы) возможно обеззараживание воздуха, бактерицидная обработка с помощью ультрафиолетовых ламп. Ультрафиолетовое излучение занимает в электромагнитном спектре место между видимым светом и рентгеновским излучением. Ультрафиолетовый свет делится на три диапазона в зависимости от длины волны: UV-A, UV-B и UV-C. Свет диапазона UB-C имеет длину волны 253,7 миллимикрон. Он обладает высокой проникающей способностью, длительное воздействие такого излучения может вызвать покраснение и раздражение глаз.

Излучение UB-C используется для уничтожения микробов в здравоохранении, в пищевой промышленности, в промышленности при утилизации отходов. Излучение UB-C проникает во все бактерии, вирусы и плесневые грибки, модифицирует их ДНК, в результате чего микроорганизмы прекращают воспроизводство и погибают. Эффективность уничтожения бактерий зависит от дозы облучения ультрафиолетовым светом (мВт/с $см^2$) и плотности облучения (мВт/$см^2$).

Излучатели UV-C были впервые применены в индустрии вентиляции и кондиционирования воздуха около восьми лет назад для очистки поддонов для конденсата и воздухоохладителей в центральных кондиционерах. Лампы UV-C могут размещаться непосредственно в воздуховодах или в специальных камерах.

Рекомендуется, чтобы температура потока воздуха была выше 7°С, а скорость воздуха — 1,5–2 м/с. Срок службы обычной лампы излучателя UV-C размером 609 мм и мощностью 70 Вт составляет примерно один год при непрерывном использовании. В центральных кондиционерах Clivet предусмотрены специальные секции с бактерицидными лампами UV-C. Лампы поставляются в комплекте со стартерами и стабилизаторами.

Применение фильтров

Ячейковые фильтры класса G1 используются в качестве первой ступени очистки воздуха в системах кондиционирования воздуха для всех типов зданий. Ячейковые фильтры класса G3, карманные фильтры класса G4, рулонные фильтры класса G3 используются, как правило:

— в помещениях с обычными требованиями к чистоте воздуха — административных, жилых, торговых — как единственная ступень очистки;
— в системах кондиционирования воздуха зданий с более высокими требованиями к чистоте воздуха: гостиницах, ресторанах, кинотеатрах, торговых центрах, концертных залах, музеях, библиотеках и т. д. как первая ступень очистки перед фильтрами более высокого класса.

Фильтры класса F6–F9 применяются в производственных помещениях при наличии специальных технологических требований, а также административных, жилых, торговых помещениях с повышенными требованиями к чистоте воздуха как вторая ступень фильтрации: пищевых производствах, камерах окраски, сушильных камерах, больницах, аптеках.

Фильтры тонкой очистки воздуха H10–H13 используются во всех «чистых» помещениях с особыми требованиями к чистоте внутреннего воздуха как третья ступень фильтрации: в производственных помещениях электронной промышленности, фармацевтической промышленности, пищевой промышленности, в медицинских учреждениях (операционные, комнаты для новорожденных, реанимационные) и т.д.

Фильтры из активированного угля применяются при наличии высокой загрязненности наружного воздуха (смога) в больших городах или промышленных районах.

Воздухонагреватели центрального кондиционера

Для нагревания воздуха в центральных кондиционерах используются поверхностные теплообменники, общим конструктивным признаком которых является наличие разделительной стенки между воздухом и теплоносителем, наличие оребренных нагревательных элементов. В воздухонагревателях теплоносителем может быть вода, незамерзающие растворы этиленгликоля или пар. В центральных кондиционерах используются также электрические воздухонагреватели.

Нагревательный элемент водяных и паровых воздухонагревателей — оребренная со стороны воздуха металлическая труба. Материал трубы и пластин оребрения может быть:

— Cu–Al (медная труба, алюминиевые пластины);
— Cu–Cu (медная труба, медные пластины);
— Fe–Fe (стальная труба и оцинкованные стальные пластины);
— Fe–AL (стальная труба, алюминиевые пластины).

Вид нагревательного элемента зависит от вида теплоносителя и его параметров. Наружный диаметр труб — 5/16, 3/8, 1/2, 5/8, 3/4 и 1 дюйм.

Водяные воздухонагреватели

Водяные воздухонагреватели чаще всего имеют нагревательный элемент — тянутая медная трубка, на которую насажены алюминиевые пластины, создающие наружное оребрение трубок с целью увеличения поверхности теплообмена со стороны воздуха и общей интенсивности теплопередачи. Для процесса теплопередачи очень важно обеспечить хороший контакт между трубой и ребрами, что достигается с помощью механической деформации трубы в заводских условиях при изготовле-

нии теплообменников. Пластины имеют поверхностные гофры, создаваемые штамповкой из фольги толщиной 0,2 мм, которые способствуют турбулизации воздушного потока и обеспечивают повышение интенсивности теплообмена. Расстояние между пластинами нагревательного элемента воздухонагревателя может изменяться от 1,8 мм до 4,5 мм. Изменяя расстояние между пластинами при подборе воздухонагревателя, можно подобрать достаточно точно необходимую поверхность нагрева. Расстояние между пластинами выбирают с учетом возможного накопления волокон, пыли.

В воздухонагревателях центральных кондиционеров НС медные трубки с наружным диаметром 5/8"(15,8 мм) располагаются в шахматном порядке с шагом Р60х30 мм (60 мм по высоте, 30 мм по ширине) или Р30х30 мм (30 мм по высоте, 30 мм по ширине); в воздухонагревателях центральных кондиционеров КЦКП медные трубки с наружным диаметром 1/2" (13 мм) располагаются в шахматном порядке с шагом Р50х25 мм (50 мм по высоте, 25 мм по ширине). Количество трубок по высоте определяется типоразмером кондиционера, высотой воздухонагревателя и зависит от шага трубок по высоте. Количество трубок по ходу воздуха может изменяться от одного до шести и определяет поверхность теплообмена для конкретного воздухонагревателя.

Надежная эксплуатация воздухонагревателя зависит от его конструкции. Для исключения образования воздушных пробок, которые могут вызвать нарушение циркуляции теплоносителя и шум, а также облегчения удаления воздуха, направление движения воды должно быть снизу вверх. Поэтому входной патрубок, к которому подключается подающий трубопровод, расположен внизу, а выходной, к которому подключается обратный трубопровод, — вверху (рисунок 8.8). Расположение распределительного коллектора (подающий) на более высоком уровне и сборного (обратный) на более низком, а также присоединение концов змеевиков из трубок к этим коллекторам по тому же принципу обеспечивает хороший дренаж воздухонагревателя при ремонте.

В поверхностных воздухонагревателях принято многоходовое прохождение воды по трубкам, количество трубок в змеевике называется количеством ходов, которое может быть только четным, так как распределительный и сборный коллекторы размещены с одной стороны. Чем больше ходов, тем меньше точек присоединения к коллекторам, тем на меньшее количество потоков делится общий поток воды через воздухонагреватель, и тем больше скорость воды в трубках и, соответственно, потери давления по воде.

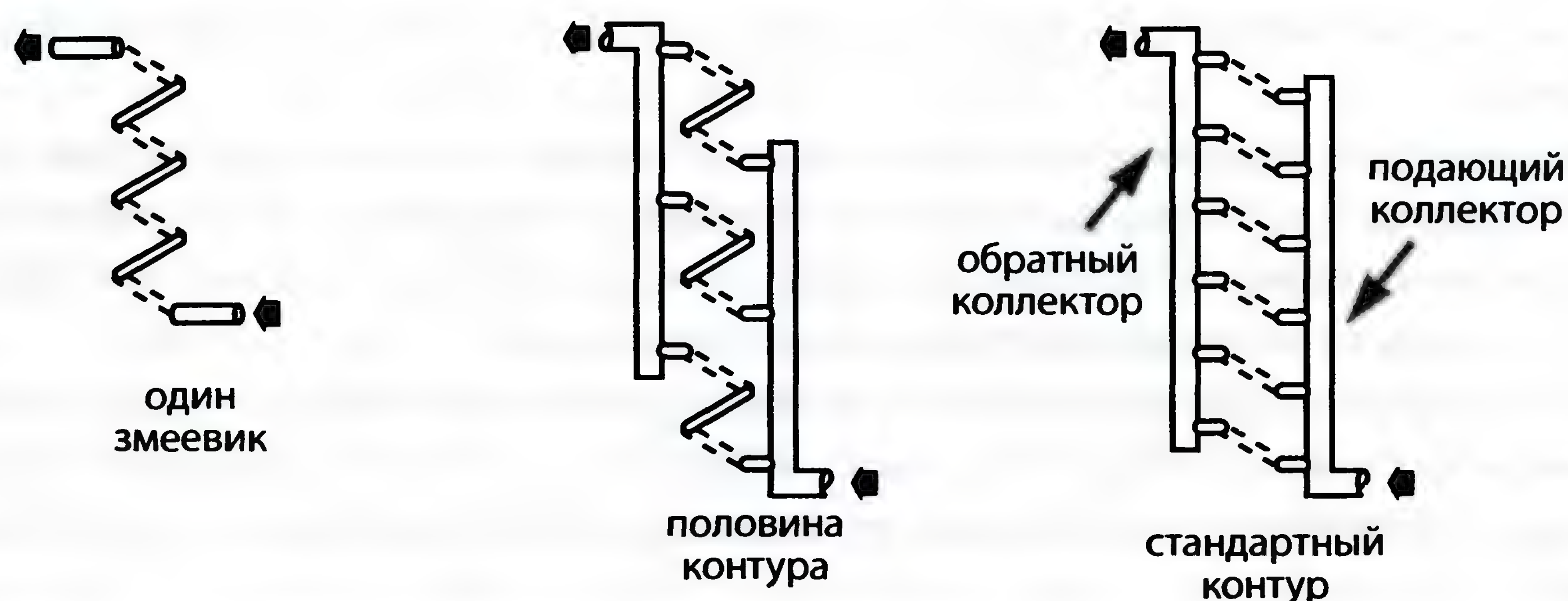


Рисунок 8.8. Схема распределения потоков воды в воздухонагревателе

Очень важно в поверхностном воздухонагревателе при его подборе, когда определяется число ходов, равномерно распределить общий поток воды по трубкам так, чтобы обеспечить требуемые скорости движения воды во всех режимах эксплуатации воздухонагревателя и не превысить допустимые значения потерь давления по воде.

При скоростях воды менее 0,3 м/с имеют место ламинарный и переходный режимы течения горячей воды в трубках, при которых коэффициент теплоотдачи со стороны воды достигает самых низких значений, а, следовательно, и коэффициент теплопередачи очень мал по сравнению с тур-

булентным режимом движения. Рекомендуемые скорости движения воды в трубках, при которых достигается устойчивый турбулентный режим течения и минимальное количество трубок воздухонагревателя, — 1,5–2,0 м/с в расчетном режиме при максимальной нагрузке на воздухонагреватель. При скоростях движения воды выше 1,8 м/с может происходить эрозия медных труб, при скоростях выше 2,5 м/с наблюдаются значительные потери давления по воде, потери давления по воде для воздухонагревателей не должны превышать 25 кПа.

В процессе эксплуатации системы кондиционирования воздуха возникает необходимость в регулировании теплоотдачи воздухонагревателя. При количественном регулировании теплоотдачи с повышением температуры наружного воздуха расход теплоносителя уменьшается. При отрицательных температурах наружного воздуха возможно замерзание воды в отдельных трубках воздухонагревателя в результате прекращения в них циркуляции, несмотря на то, что средняя конечная температура теплоносителя, на которую реагирует датчик защиты от замерзания, может быть выше предельного значения. Нарушение циркуляции в отдельных трубках может быть связано с возникновением естественного циркуляционного давления от охлаждения воды, отрицательного по знаку, которое будет тормозить движение воды. Величина циркуляционного давления определяется разностью веса столбов охлажденной жидкости в сборном коллекторе и нагретой жидкости в распределительном коллекторе, которая зависит только от температуры жидкости и разности отметок центра распределительного и сборного коллектора. В расчетном режиме скорости движения жидкости достаточно велики, и естественное циркуляционное давление не оказывает существенного воздействия на распределение потоков. В процессе количественного регулирования при уменьшении расхода и скорости движения воды естественное циркуляционное давление по величине становится соизмеримо с давлением потока воды, что может привести к прекращению циркуляции в отдельных трубках. В процессе регулирования теплоотдачи скорость движения теплоносителя не должна опускаться ниже критического уровня. Расчетами установлено, что для большинства типов воздухонагревателей значение критической скорости не превышает 0,15 м/с [29]. Это значение и принято в качестве минимально допустимого для скорости движения воды в трубках воздухонагревателя.

Конструкция водяного воздухонагревателя с числом трубок по ходу воздуха больше одной чаще всего обеспечивает перекрестно прямоточную или противоточную схему движения теплообменивающихся сред. Перекрестный ток имеет место в каждом отдельном ряду труб, прямоток или противоток — в каждом змеевике, состоящем из труб, расположенных в разных рядах по направлению движения воздуха.

Последовательное расположение труб в змеевике позволяет достигнуть большей продолжительности контакта воздуха с трубами, более равномерного распределения температур. При противоточной схеме больше среднелогарифмическая разность температур и более интенсивно протекает процесс теплопередачи, поэтому такая схема предпочтительна.

Распределительный и сборный коллекторы могут быть изготовлены из углеродистой стали или из меди. В нижней части коллекторов установлены дренажные клапаны, в верхней части — клапаны для удаления воздуха. Присоединение теплообменников к трубопроводам выполняют на резьбе, фланцах, сварке.

Воздухонагреватели могут изготавливаться с обводными каналами, в которых установлены клапаны с ручным или электроприводом. Воздухонагреватели с обводным каналом применяют для первой ступени подогрева воздуха при большом запасе поверхности нагрева теплообменников, когда при регулировании их теплоотдачи изменением расхода теплоносителя может возникнуть опасность замерзания воды в трубках, поэтому применяют регулирование по воздуху. Однако в современных конструкциях воздухонагревателей, варьируя при подборе числом трубок по ходу воздуха, числом ходов и расстоянием между пластинами, можно достаточно точно выбрать воздухонагреватель с необходимой поверхностью нагрева так, чтобы фактическая площадь поверхности нагрева превышала требуемую не более чем на 10%. Воздухонагреватели с обводным каналом мо-

гут применяться в качестве второй ступени подогрева при небольших расходах теплоты на второй подогрев и коэффициенте запаса поверхности теплообмена свыше 10%. Работа воздухонагревателя с частично открытым обводным воздушным клапаном (байпасом) не способствует полноценному использованию их теплотехнических качеств. Снижается коэффициент теплопередачи, наблюдается наличие за поверхностным теплообменником значительной неравномерности скоростного и температурного полей.

Паровые воздухонагреватели

Паровые воздухонагреватели чаще всего имеют нагревательный элемент из стальной трубы с алюминиевыми или стальными спирально навивными ребрами, хотя могут использоваться и медные трубы при рабочем давлении не более 15 бар и температуре не выше 175°С. Подвод пара осуществляют к верхнему патрубку, удаление конденсата — из нижнего патрубка. Расположение нагревательных элементов при горизонтальном потоке воздуха чаще вертикальное, реже горизонтальное, причем в последнем случае должен быть обеспечен уклон нагревательных элементов для свободного удаления конденсата. Применяются паровые воздухонагреватели в системах кондиционирования воздуха производственных помещений, где на предприятии имеется паровая котельная для технологических целей и попутно пар низкого или среднего давления может быть использован для нужд теплоснабжения. Пар — самый дешевый теплоноситель, но возникают сложности при эксплуатации паровых систем. Необходимо обеспечить постоянный отвод конденсата, при плохом отводе конденсата возможно затопление теплообменника конденсатом и замерзание его в условиях низких температур наружного воздуха. С целью лучшего отвода конденсата необходимо установить автоматический конденсатоотводчик на конденсатопроводе после парового воздухонагревателя. В паровом воздухонагревателе сложно регулировать теплоотдачу только пропусками пара, что не всегда применимо, поэтому чаще всего паровой воздухонагреватель имеет байпас по воздуху с воздушным клапаном.

Электрические воздухонагреватели

Электрические воздухонагреватели имеют теплообменную поверхность, состоящую из пучка трубчатых электронагревательных элементов, расположенных друг относительно друга также, как и оребренные трубки, обогреваемые водой или паром, в шахматном или коридорном порядке.

Трубчатый нагревательный элемент представляет собой обычно стальную трубку, внутри которой находится наполнитель с запрессованной в него спиралью из высоколегированной (хром-никель) стали. Наполнителем ТЭНа служит порошок плавленой окиси магния (периклаз). Наполнитель выполняет несколько задач: удерживает спираль в центре трубки, является проводником теплоты от спирали к внутренней стенке трубки, а также электроизолятором между ними.

Наполнитель должен иметь большое электрическое сопротивление и высокую теплопроводность. Благодаря герметизации спираль в трубке электронагревательного элемента не окисляется, что увеличивает срок службы ТЭНа. Для увеличения площади поверхности теплообмена со стороны воздуха нагревательные элементы оснащены спирально навивными ребрами, тепловой контакт между трубками и ребрами достигается цинкованием. Концы спиралей привариваются к стальным или никелевым контактным стержням, на которые насажены керамические изоляторы, а на изоляторы — специальные шайбы для крепления ТЭНов к трубной доске, которая является также корпусом клеммной коробки электронагревателя. Контактные стержни нагревателей соединяются между собой перемычками. Ряды ТЭН, поперечные по ходу воздуха, соединены между собой так, что образуют самостоятельные регулируемые секции. В таких воздухонагревателях возможно ступенчатое регулирование мощности. Электрический нагреватель имеет термостат безопасности для ограничения максимальной температуры воздуха между элементами 90°С или температуры на поверхности оребрения 190°С. Степень защиты от

поражения электрическим током должна соответствовать классу 1 по ГОСТ 12.2.007.0. Корпус электрического воздухонагревателя должен быть заземлен, для чего предусмотрена специальная клемма. Сопротивление изоляции должно быть не менее 0,5 МОм.

Воздухоохладители центральных кондиционеров

Для охлаждения и осушения воздуха в центральных кондиционерах применяются воздухоохладители. В качестве воздухоохладителя центральных кондиционеров используют поверхностный теплообменник, холодоносителем может быть холодная вода, раствор этиленгликоля или фреон. Конструкция поверхностного воздухоохладителя подобна конструкции поверхностного воздухонагревателя, но есть и отличия, определяемые особенностями работы воздухоохладителя. В процессе охлаждения воздуха возможно выпадение конденсата, и необходимо организовать его отвод. Воздухоохладители работают при меньших значениях перепада температур холодоносителя по сравнению с перепадом температур теплоносителя в воздухонагревателе, поэтому расходы воды или незамерзающего раствора этиленгликоля через теплообменник всегда значительны, и количество рядов трубок по ходу воздуха всегда больше. Фреоновый воздухоохладитель или испаритель непосредственного расширения, в трубках которого кипит фреон, имеет особую конструкцию присоединения трубок к распределительному коллектору.

В качестве нагревательного элемента используется аналогично, как и поверхностных воздухонагревателях, оребренная со стороны воздуха металлическая труба. Материал трубы и пластин оребрения может быть:

— Cu–Al (медная труба, алюминиевые пластины);
— CU–CU (медная труба, медные пластины);
— AL–AL (алюминиевая труба, алюминиевые пластины).

Чаще всего используют Cu–Al трубы. Количество трубок по ходу воздуха может изменяться от 3 до 16 (в кондиционерах Clivet от 3 до 8, в КЦКП — от 1 до 16) и определяет поверхность теплообмена для конкретного воздухоохладителя. Когда охлаждение сопровождается осушением воздуха или когда воздухоохладитель орошается водой, предпочитают применять теплообменники из медных труб с медными пластинами, чтобы свести к минимуму гальваническую коррозию. Воздухоохладители, в которых используется незамерзающие растворы хлористого кальция или хлористого натрия, изготавливаются из стальных труб.

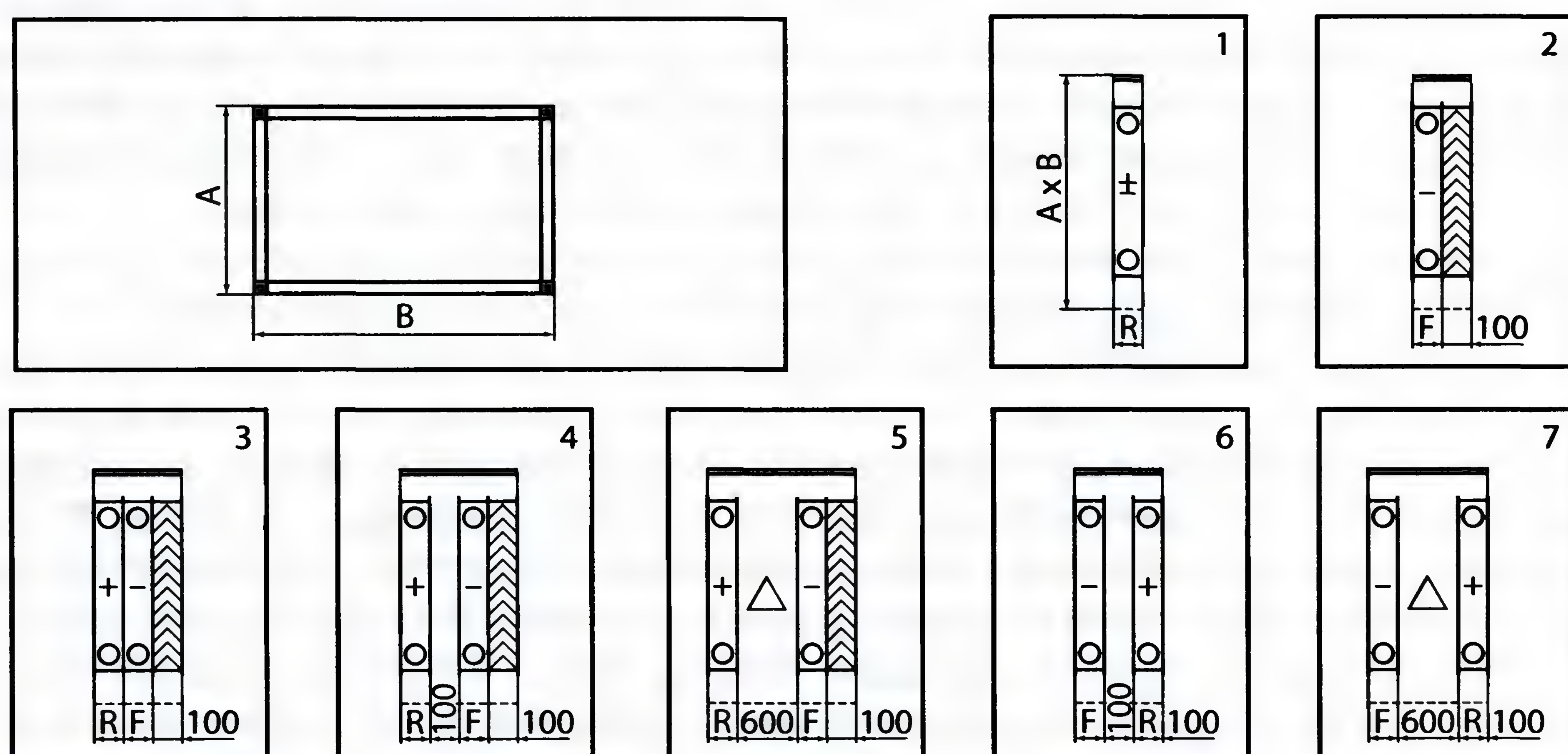


Рисунок 8.9. Компоновка воздухонагревателей и воздухоохладителей:
R — воздухонагреватель; F — воздухоохладитель; E — каплеуловитель

Расстояние между пластинами воздухоохладителя рекомендуется принимать в диапазоне 2,5–4,2 мм, но не менее 2,5 мм. Расстояние между пластинами выбирают с учетом возможного выпадения конденсата и образования инея при низкой температуре охлаждения воздуха. При слишком малом расстоянии между пластинами ускоряется образование инея, осложняется его удаление, при большом расстоянии уменьшается поверхность теплообмена и снижается коэффициент теплопередачи.

Под воздухоохладителем предусмотрен поддон для сбора конденсата из пластика, оцинкованной или нержавеющей стали. Дренажный патрубок поддона подключается к канализации через сифон. При скорости воздуха в живом сечении центрального кондиционера свыше 2,5 м/с для предотвращения уноса капель образующегося конденсата необходима установка каплеуловителя после воздухоохладителя (рисунок 8.9).

Поверхностный водяной воздухоохладитель

Равномерное распределение холодной воды в трубках по всей глубине поверхностного воздухоохладителя в значительной степени определяет интенсивность процесса теплопередачи и эксплуатационные режимы работы воздухоохладителя. В водяном поверхностном воздухоохладителе принято многоходовое прохождение воды по трубкам, аналогично, как и в воздухонагревателе, перекрестно-противоточная схема движения холодоносителя с целью увеличения среднелогарифмического перепада температур и общего количества передаваемой теплоты.

Процесс охлаждения и осушения воздуха при такой схеме движения теплообменивающихся сред протекает следующим образом: в первых рядах трубок, куда поступает частично отепленная вода, происходит «сухое» охлаждение воздуха, в тех рядах, где температура поверхности оребрения и трубок ниже температуры точки росы потока воздуха происходит «мокрое» охлаждение воздуха, в последних рядах трубок, в которые поступает вода с самой низкой температурой, происходит дальнейшее «мокрое» охлаждение воздуха. Затем все потоки смешиваются, и получается воздух с параметрами на выходе из теплообменника.

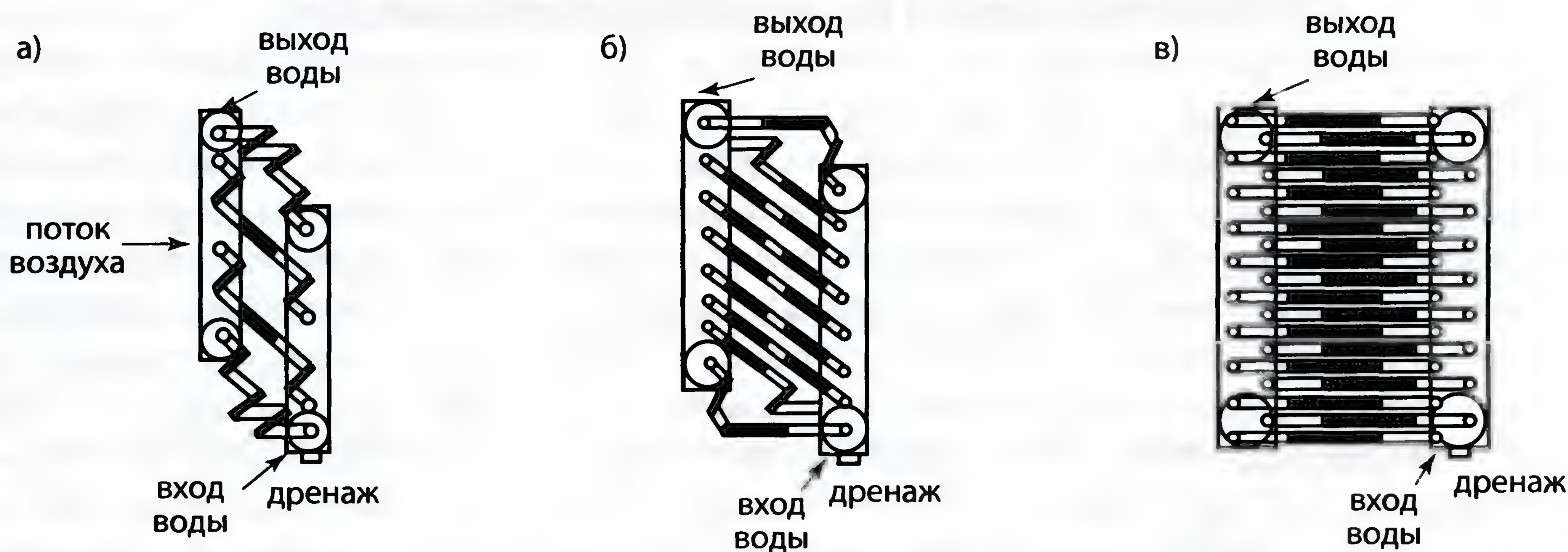


Рисунок 8.10. Схема распределения потоков воды в воздухоохладителе:

а) 4 ряда трубок (половина змеевика); б) 8 рядов (один змеевик); в) 8 рядов (два змеевика)

В каждой части теплообменника при противоточной схеме движения перепады температур между воздухом и жидкостью близки по значению, перепад температур на входе воздуха больше, чем перепад температур на выходе, что и определяет интенсивную теплопередачу. Таким образом, происходит теплообмен с выпадением конденсата на части поверхности теплообменника, и эта часть будет тем больше, чем больше начальная относительная влажность воздуха.

Кокориным О. Я. показано, что параметры воздуха на выходе из поверхностного воздухоохладителя зависят от начальных параметров воздуха, чем выше относительная влажность воздуха на входе в теплообменник, тем выше конечное значение относительной влажности воздуха.

Рекомендуемые скорости движения воды в трубках, при которых достигается устойчивый турбулентный режим течения и минимальное количество трубок воздухоохладителя, — от 1,5 до 2,5 м/с, минимальное значение скорости — 0,3 м/с, потери давления со стороны холодоносителя — от 15 до 35 кПа. В системах кондиционирования воздуха для радиоактивных производств минимальное значение скорости движения воды в трубках — 0,6 м/с.

Также актуально для водяных воздухоохладителей, как и водяных воздухонагревателей, удаление воздуха из циркуляционного контура и спуск воды. Входной патрубок, к которому подключается трубопровод холодной воды, расположен внизу, а выходной, к которому подключается трубопровод отепленной воды, — вверху. В нижней части коллекторов установлены дренажные клапаны, в верхней части — клапаны для удаления воздуха (рисунок 8.10). Чтобы предотвратить загрязнение поверхности теплообмена следует при необходимости предусмотреть очистку холодной воды в водяных фильтрах. Для нормальной эксплуатации воздухоохладителей необходима также двухступенчатая очистка воздуха.

С целью исключения второго подогрева возможно применение поверхностного воздухоохладителя с байпасом — обводной воздушной линией с воздушным клапаном. Однако, как и в воздухонагревателях, при этом снижается коэффициент теплопередачи теплообменника, наблюдается расслоение воздушных потоков и температурных полей, а равномерное распределение воздуха по фронтальному сечению кондиционера — основа надежного функционирования как кондиционера, так и системы автоматического регулирования. Установленный за поверхностным воздухоохладителем каплеуловитель способствует выравниванию потоков. Все же предпочтительно использовать управляемые процесс охлаждения и осушки в поверхностном воздухоохладителе с целью достижения заданных параметров воздуха на выходе из него, реализуемый при изменении расхода холодоносителя через теплообменник с помощью регулирующего клапана.

Различают воздухоохладители правого и левого исполнения.

Воздухоохладитель фреоновый (испаритель непосредственного расширения)

Фреоновый воздухоохладитель является испарителем непосредственного расширения холодильной машины, и это определяет особенности его конструкции, выбора, монтажа и эксплуатации.

Во фреоновом воздухоохладителе еще более важно равномерно распределить хладоагент по всем трубкам теплообменника, чем в водяных воздухоохладителях. В воздухоохладителях непосредственного расширения применяется смешанная схема движения теплообменивающихся сред, когда на входе воздуха в теплообменник общий поток хладоагента делится на несколько параллельных потоков и используется прямоток, а на выходе в области перегрева хладоагента используется противоток. Для равномерного распределения смеси жидкого и газообразного хладоагента, поступающего в испаритель по трубкам, используется распределитель в виде «паука». «Паук» размещается вертикально для лучшего распределения потока хладоагента. Максимальное количество трубок, отходящих от «паука», — восемь, при высоких значениях холодопроизводительности и большом количестве трубок используется несколько «пауков». От распределителя хладоагент проходит по змеевикам из трубок малого диаметра и собирается в выходном всасывающем коллекторе аналогичной конструкции, как и в водяном воздухоохладителе. Все змеевики имеют равную длину для того, чтобы обеспечить равномерную хорошую теплопередачу, надлежащий возврат масла и равенство потерь давления в них. Конструкция воздухоохладителя непосредственного испарения обеспечивает слив хладоагента через выходной всасывающий коллектор.

В качестве дросселирующего устройства в воздухоохладителях малой и средней холодопроизводительности используется капиллярная трубка, что не позволяет воздухоохладителю и холодильной машине работать эффективно в широком диапазоне условий. В более мощных агрегатах используется терморегулирующий вентиль (ТРВ), который должен устанавливаться как можно ближе к воздухоохладителю. ТРВ пропускает в воздухоохладитель хладоагент в количестве, обеспе-

чивающем оптимальную работу холодильной машины в широком диапазоне производительности и поддерживающем перегрев на стороне выхода паров из испарителя перед компрессором в заранее определенных пределах, обычно 7°C. Перегрев паров обеспечивает поступление в компрессор только газообразного хладоагента. Таким образом, ТРВ осуществляет автоматическое регулирование заполнения испарителя жидким хладоагентом, но не обеспечивает регулирование холодопроизводительности, за исключением электронно-контролируемого. При средней и высокой холодопроизводительности и нескольких «пауках» перед каждым следует установить свой ТРВ.

Чтобы изменять количество теплоты, передаваемое в воздухоохладителе, на выходе воздуха из воздухоохладителя или в помещении устанавливается датчик температуры воздуха, по сигналу которого отключается компрессор и электромагнитный (соленоидный) клапан, который устанавливается перед ТРВ на жидкостной линии последовательно по ходу хладоагента. Электромагнитный клапан автоматически открывается при пуске и закрывается при остановке компрессора. Перед ТРВ и электромагнитным клапаном размещают фильтр-осушитель для защиты от загрязнения влагой и грязью, после которого устанавливают смотровое стекло, обеспечивающее контроль содержания влаги в хладоагенте и его состояния перед ТРВ.

Таким образом, для нормального функционирования фреонового воздухоохладителя для каждого контура необходим соединительный комплект (рисунок 8.11), состоящий из следующих элементов:
— фильтр осушитель;
— смотровое стекло;
— электромагнитный клапан;
— ТРВ.

Ограничение количества трубок, присоединяемых к одному «пауку», связанное со сложностью равномерного распределения фреона по трубкам и необходимостью обеспечения нормального возврата масла в компрессор, вызывает необходимость в разделении теплообменника воздухоохладителя большой мощности на два или несколько контуров. Наилучшая эффективность работы одного контура теплообменника достигается для фреонов R-22 и R-407C при холодильной мощности каждого от 2,8 до 7,0 кВт, для фреонов R134a — от 1,8 до 5,0 кВт. Использование двухконтурного теплообменника с самостоятельным компрессорно-конденсаторным блоком в каждом контуре позволяет регулировать холодопроизводительность путем отключения второго контура при снижении нагрузки более чем на 50%. Это дает возможность сгладить основной недостаток поверхностных воздухоохладителей прямого испарения — сложность регулирования количества передаваемой теплоты при снижении нагрузки на воздухоохладитель в процессе эксплуатации.

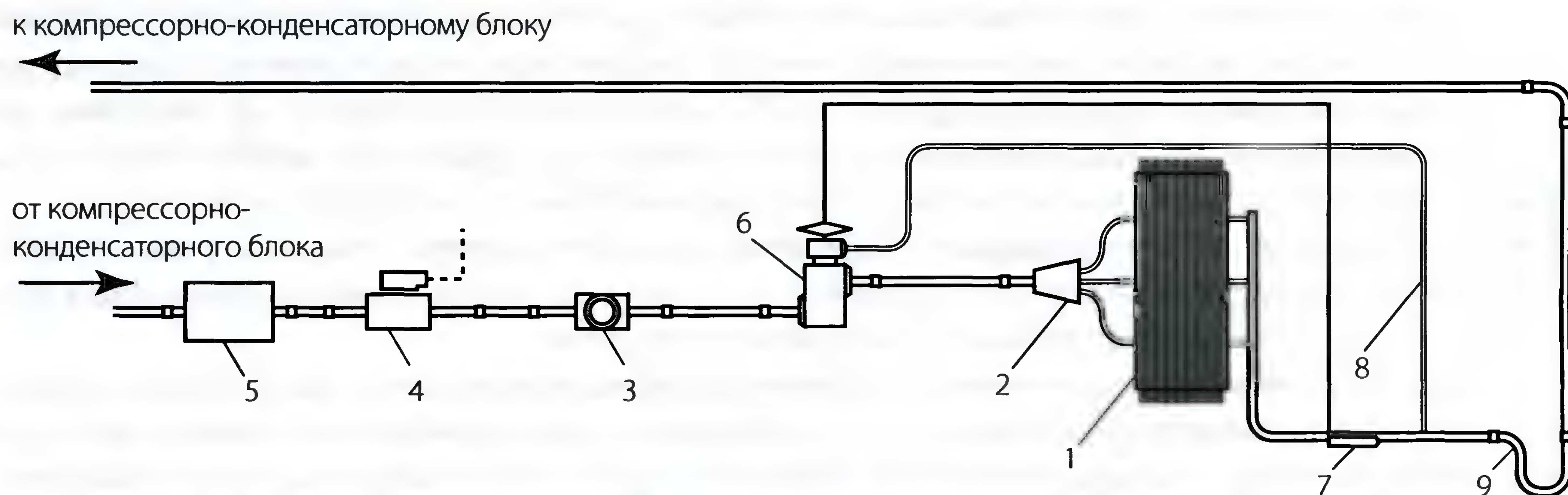


Рисунок 8.11. Схема соединительного комплекта одноконтурного компрессорно-конденсаторного блока:

1 — фреоновый воздухоохладитель; 2 — паук; 3 — смотровое стекло; 4 — электромагнитный клапан; 5 — фильтр-осушитель; 6 — терморегулирующий вентиль; 7 — термобаллон; 8 — линия внешнего уравнивания; 9 — маслоподъемная петля

В многоконтурных воздухоохладителях применяются три компоновки контурных теплообменников: параллельная, последовательная и смешанная (рисунок 8.12).

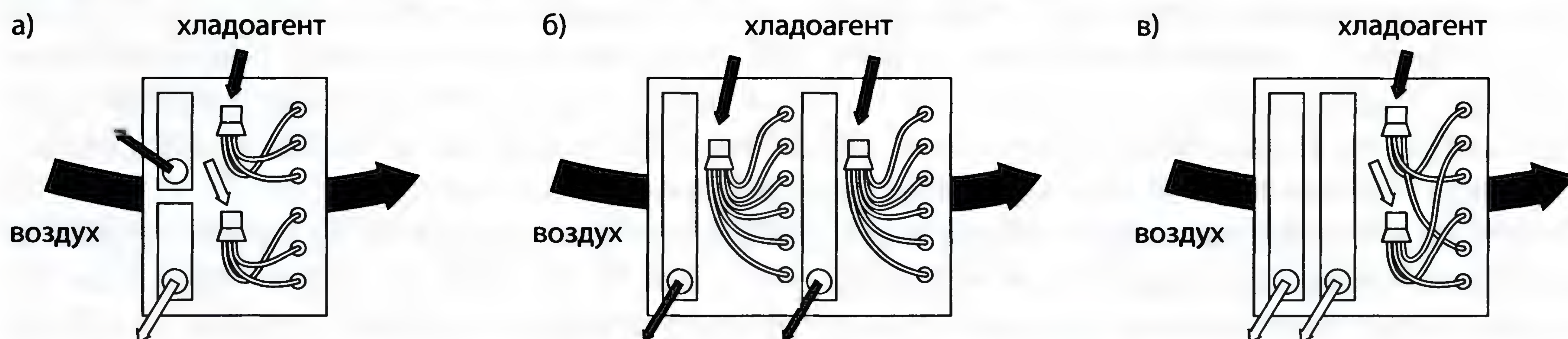


Рисунок 8.12. Схема компоновки контурных теплообменников:
а) параллельная; б) последовательная; в) смешанная

Наиболее широко применяется **параллельная компоновка**, когда теплообменник одного контура размещается над другим вертикально. При снижении нагрузки на воздухоохладитель более чем на 50% верхний контур теплообменника отключается и проходящая через него необработанная часть воздуха смешивается с потоком охлажденного воздуха. Таким образом, регулирование количества передаваемой теплоты происходит путем байпасирования по воздуху через неработающий контур. Достоинством такой компоновки является простота, равномерное распределение нагрузки по сечению и одинаковые условия работы каждого контура при максимальной нагрузке. К недостаткам такой компоновки следует отнести то, что теплообменник нижнего контура может заливать конденсат, поэтому он должен иметь свой поддон.

При **последовательном расположении** контуров воздухоохладителя регулирование количества передаваемой теплоты происходит путем уменьшения площади поверхности теплообмена за счет уменьшения количества активных трубок по ходу воздуха. По мере снижения нагрузки более чем на 50% отключается обычно первый контур по ходу воздуха. При такой компоновке нет проблемы с удалением конденсата, отсутствует байпасирование при отключении одного контура, так как все фронтальное сечение остается активным, но при этом увеличивается сопротивление по воздуху. В режиме максимальной нагрузки контуры работают при разных начальных параметрах воздуха, поэтому их следует рассчитывать отдельно, обратив особое внимание при расчете на распределение холодопроизводительности и выборе ТРВ для каждого контура.

В **смешанной схеме** трубки обеих контуров равномерно размещены по фронтальному сечению и длине воздухоохладителя. При отключении одного контура происходит внутреннее байпасирование, потоки, омывающие трубки отключенного контура, создают внутренние протечки воздуха, вызывают увеличение температуры на поверхности трубок работающего контура и, как следствие, изменяются температура и давление испарения, поэтому необходима специальная защита компрессора, а также регулятор давления всасывания или следует применять многоступенчатый компрессор.

Для однозональных систем кондиционирования воздуха при изменении нагрузки в системе кондиционирования воздуха используется ступенчатое отключение и включение компрессоров соответствующих контуров, что дает удовлетворительные результаты.

Неравномерная нагрузка и, связанное с ней локальное обледенение, может быть вызвано неравномерной скоростью воздуха по сечению воздухоохладителя, неравномерной по сечению температурой воздуха, неправильным разбиением на контуры, неправильным выбором размера распределителя фреона, неправильным выбором самого воздухоохладителя.

Ранее подчеркивалось, что фреоновый воздухоохладитель является элементом холодильной машины, и это следует принимать во внимание при его расчете, выборе способа регулирования холодопроизводительности и в процессе эксплуатации. Количество холода, получаемое в холодильной машине, определяется температурным режимом ее работы: температурой испарения, температурой

конденсации, температурой всасывания и температурой переохлаждения. Температура испарения и конденсации зависят от температуры охлаждаемой среды и от температуры среды, охлаждающей конденсатор, а в случае поверхностного воздухоохладителя — от температуры наружного воздуха, а также от конструктивных и теплотехнических характеристик теплообменников испарителя и конденсатора.

Конструктивные и теплотехнические характеристики фреонового воздухоохладителя определяются при его расчете, когда ориентировочно назначают температурный режим холодильной машины при расчетных параметрах наружного воздуха и расчетной нагрузке на воздухоохладитель. В процессе эксплуатации температурный режим, в том числе и температура испарения, устанавливается автоматически в зависимости от температуры охлаждаемого воздуха и охлаждающей среды (наружного воздуха). От правильного назначения параметров температурного режима при подборе поверхностного воздухоохладителя в значительной степени зависит надежная его эксплуатация, исключающая обмерзание теплообменника. Существует неверная практика, когда при выборе поверхностного воздухоохладителя центрального кондиционера температура испарения всегда принимается 5°С с целью сокращения площади поверхности теплообмена и уменьшения стоимости воздухоохладителя.

Обоснуем рекомендуемые значения температуры испарения.

В процессе эксплуатации при понижении температуры наружного воздуха ниже расчетного значения ТРВ закрывается, чтобы сохранить заданный перегрев, количество жидкости в испарителе уменьшается и холодопроизводительность уменьшается, при этом снижается давление и температура испарения. В тоже время давление конденсации автоматически поддерживается на заданном уровне, несмотря на снижение температуры охлаждающего наружного воздуха. Перепад между температурой воздуха на входе в испаритель и температурой испарения остается неизменным при постоянном давлении конденсации (рисунок 8.13) [31]. При понижении температуры наружного воздуха температура испарения может опуститься ниже 0°С, и это вызовет инееобразование.

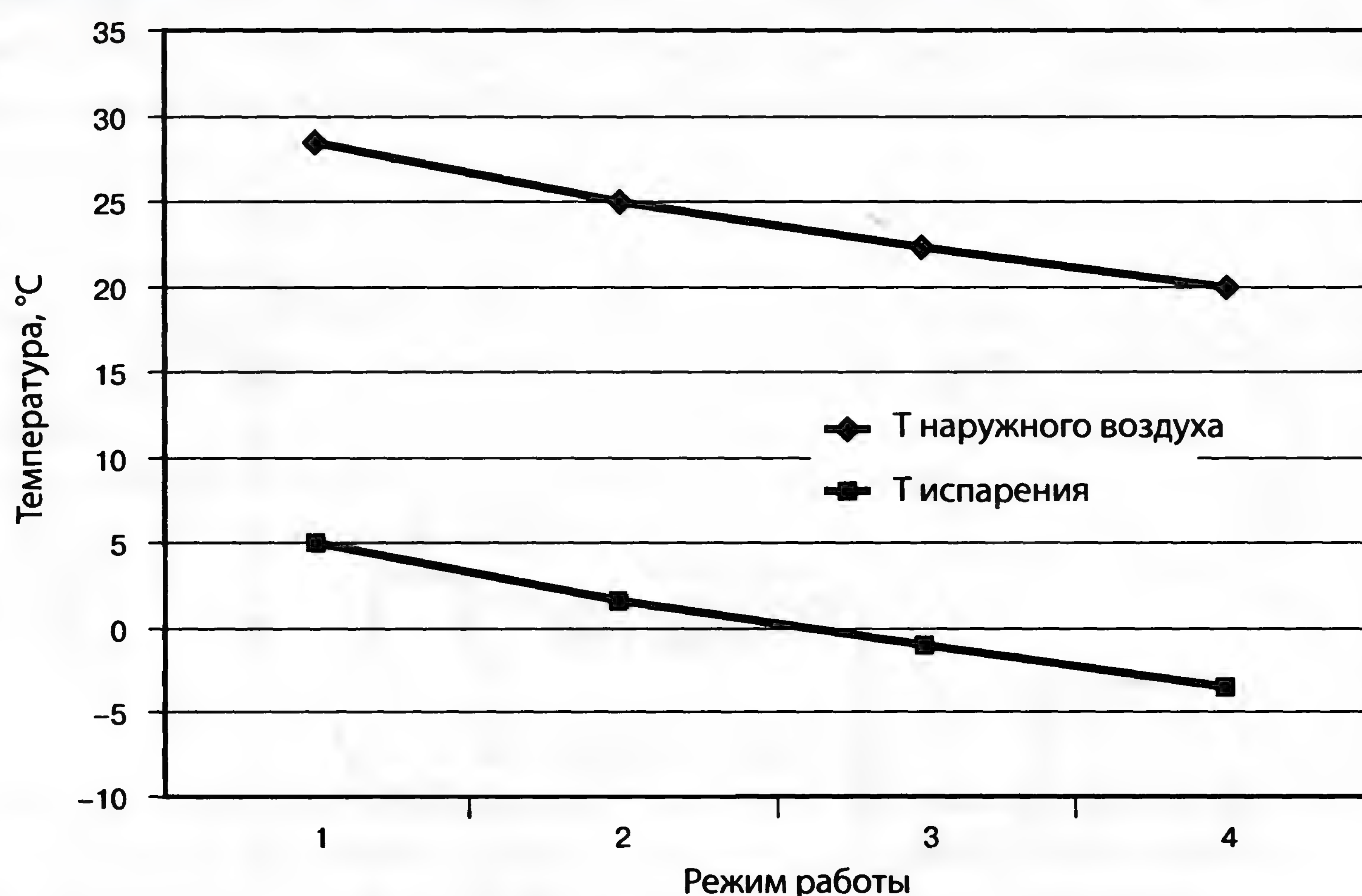


Рисунок 8.13. Перепад между температурой воздуха на входе в испаритель и температурой испарения

В соответствии с графиком, когда расчетной температуре наружного воздуха 28,5°С соответствует температура испарения 5°С, уже при температуре наружного воздуха 23,5°С температура испарения становится равна 0°С. В результате теплообменник полностью обмерзает и компрессор-

но-конденсаторный блок останавливается. При более низких значениях температуры наружного воздуха работа поверхностного фреонового испарителя становится невозможной.

Большую часть теплого периода воздухоохладитель работает при температуре наружного воздуха, которая ниже расчетной, при этом нагрузка на систему кондиционирования воздуха по холоду может изменяться незначительно. Работа воздухоохладителя необходима до той точки, когда температура наружного воздуха не станет равной максимальной температуре приточного воздуха, необходимой для удаления теплоизбытков в помещении, при более низких значениях температуры наружного воздуха он может подаваться в помещение неохлажденным.

Если принять максимальную температуру приточного воздуха 18°С, то этой температуре должна соответствовать температура испарения 0°С и рекомендуемый перепад между температурой наружного воздуха и температурой испарения 18°С, тогда температура испарения для расчетной температуры наружного воздуха 28,5°С из условия равенства перепада температур составит 10,5°С. С другой стороны, при противотоке максимальная разность температур в испарителе между поступающим хладоагентом и уходящим воздухом практически равна 3,3–4,5°С.

Если температура воздуха на выходе из воздухоохладителя в расчетном режиме 14°С, то температура испарения должна быть равна примерно 10°С. Существуют ограничения производителя, согласно которым температура насыщенных паров хладоагента R22 на входе в компрессор не должна превышать 12,5°С, что ограничивает работу компрессора, когда значение температуры наружного воздуха превышает расчетное значение. Поэтому следует принимать температуру испарения в диапазоне 7,5–10°С при выполнении расчета поверхностного воздухоохладителя.

Для предотвращения обледенения и регулирования холодопроизводительности фреонового воздухоохладителя применяется байпасирование или перепускание сжатых паров во всасывающий трубопровод [31]. При возникновении угрозы обмерзания теплообменника в процессе эксплуатации часть сжатых паров хладоагента после компрессора подается в испаритель, минуя конденсатор и ТРВ. Таким образом, температура испарения поддерживается на уровне выше 0°С, что исключает обмерзание теплообменника. При этом происходит снижение холодопроизводительности воздухоохладителя.

Clivet предлагает компрессорно-конденсаторные блоки MSAT с опцией «Перепуск горячего газа». Схема холодильного контура с опцией «Перепуск горячего газа» представлена на рисунке 8.14.

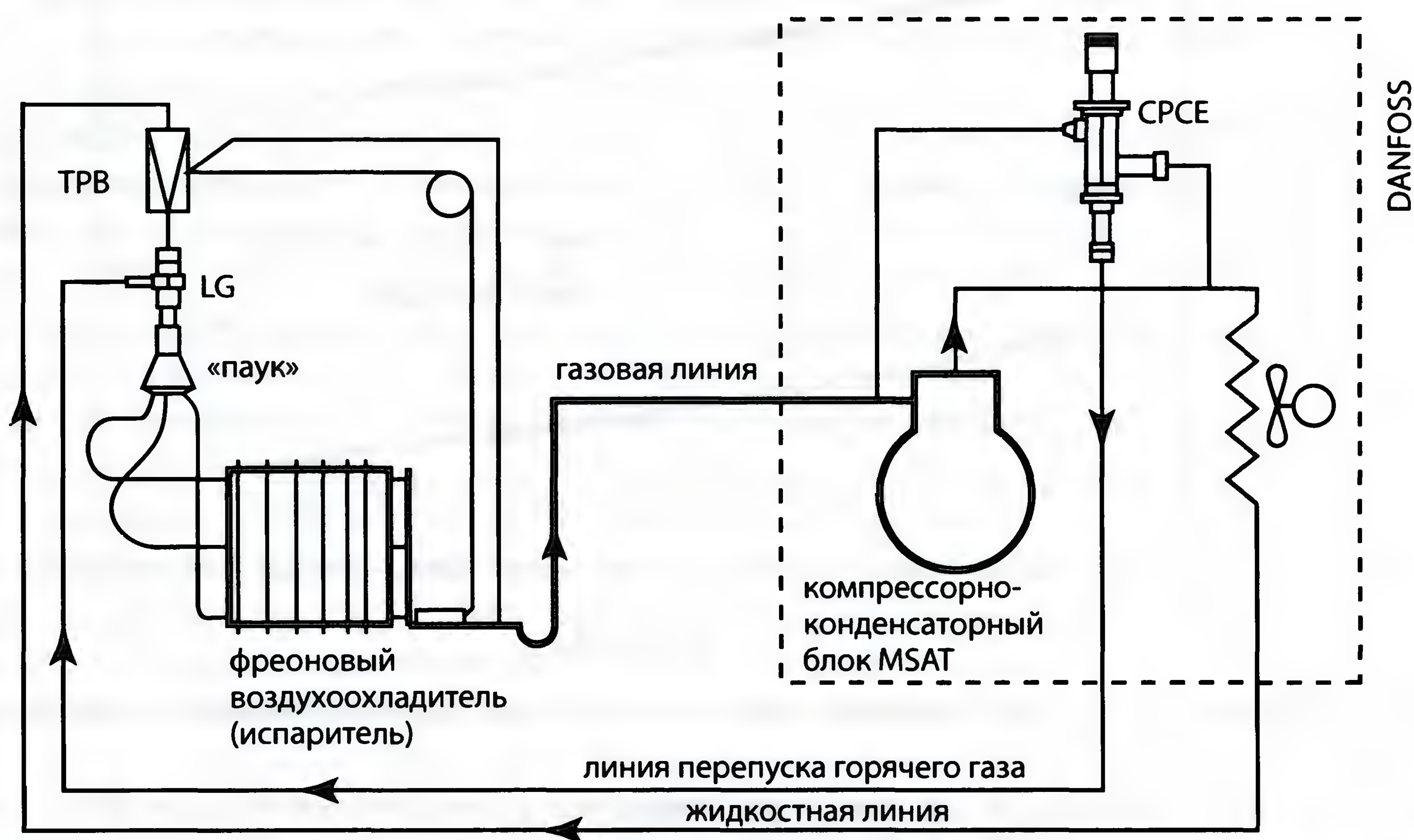


Рисунок 8.14. Схема компрессорно-конденсаторного блока с опцией «Перепуск горячего газа»

В холодильном контуре дополнительно устанавливается регулятор производительности (перепуска горячего газа) CPCE фирмы Данфосс. Регулятор по сигналу давления на всасывающей стороне компрессора, если оно становится ниже установки низкого давления, открывает пропуск горячего газа после компрессора в испаритель.

При достижении давления на всасывании верхнего значения заданного давления всасывания закрывается клапан регулятора и прекращается перепуск горячего газа в испаритель. Давление открытия клапана в диапазоне от 0 до 6 бар можно отрегулировать с помощью регулировочного винта. Регулятор увеличивает скорость газа испарителя, тем самым обеспечивая улучшенный возврат масла в компрессор. Устанавливается также узел смешения LG между ТРВ и распределителем жидкости («пауком»), который обеспечивает однородность смеси жидкого и горячего газа хладоагента при поступлении в испаритель (рисунок 8.15).

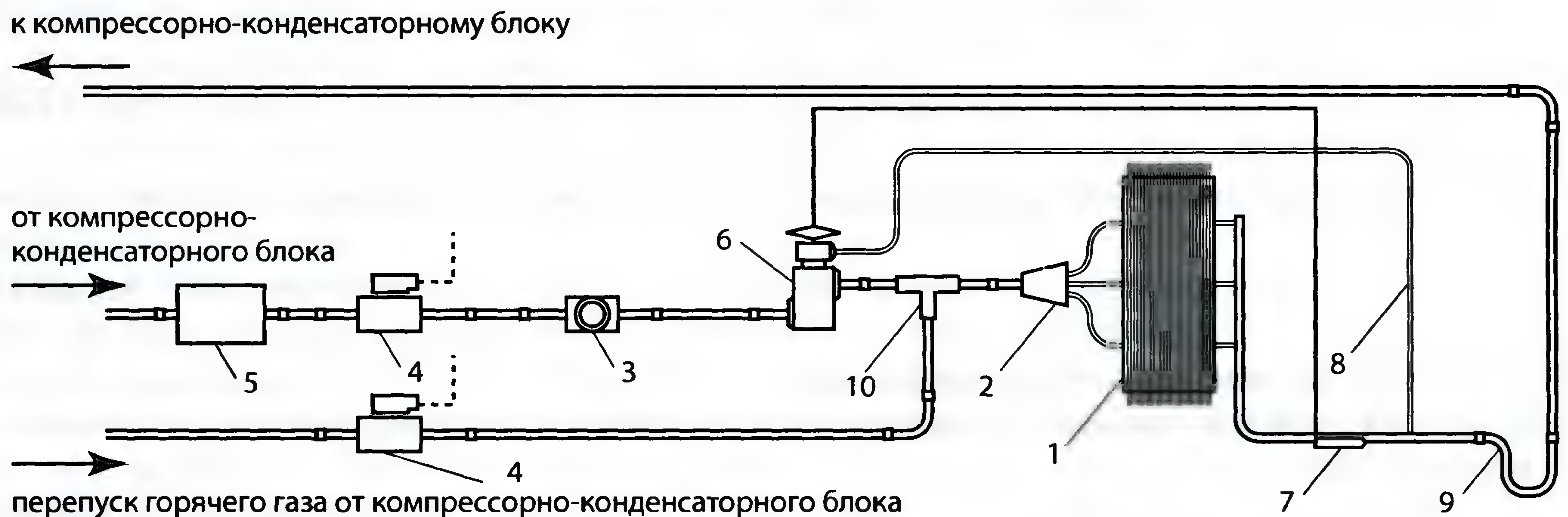


Рисунок 8.15. Схема соединительного комплекта одноконтурного компрессорно-конденсаторного блока с опцией «Линия перепуска горячего газа»:

1 — (испаритель) фреоновый воздухоохладитель; 2 — паук; 3 — смотровое стекло; 4 — электромагнитный клапан; 5 — фильтр-осушитель; 6 — терморегулирующий вентиль; 7 — термобаллон; 8 — линия внешнего уравнивания маслоподъемная; 9 — петля; 10 — узел смешения LG

Мощность, потребляемая компрессором при этом способе регулирования холодопроизводительности, остается постоянной. Опасность: при полной тепловой нагрузке регулятор перепуска или регулятор производительности полностью не закроются. Целесообразно выше по потоку установить электромагнитный клапан, который будет закрываться как только возрастет температура. Этот способ регулирования производительности невыгоден из-за потерь потенциальной энергии сжатых паров хладоагента. Кроме того, при перепуске горячего газа в испаритель увеличивается температура всасывания, что увеличивает работу сжатия компрессора и ведет к повышению температуры нагнетания и давления конденсации.

Блоки увлажнения

Способы увлажнения воздуха

Поддержание заданного значения относительной влажности воздуха в помещении вызывает необходимость увлажнения наружного воздуха для доведения его до состояния приточного в холодное и переходное время года, а также по требованию технологического процесса и круглогодично.

Для увлажнения воздуха используются:

— способ механического распыления воды в потоке воздуха;

— способ, основанный на испарении воды со смоченной поверхности;

— способ образования тумана путем введения насыщенного пара в поток воздуха;

— способ создания тумана с использованием ультразвуковых колебаний.

К устройствам механического распыления относятся форсуночные камеры орошения, камеры орошения с воздушно-водяным распылением, камеры орошения с водяным распылением.

Важной характеристикой способа распыления является размер образуемых капель, который определяет время испарения капли и длину, необходимую для ее полного испарения. Прохоров В. И. [47] приводит формулу для ориентировочного расчета времени полного испарения свободно падающей капли $\tau_к$, которую с некоторым приближением можно использовать для капли, взвешенной в потоке движущегося воздуха, с:

$$\tau_к = \frac{r^2_{к0}}{k_1}, \tag{8.1}$$

где $r_{к0}$ — начальный радиус капли, м;

k_1 — коэффициент, определяемый по формуле, м²/час:

$$k_1 = \frac{2D_\partial(c_0 - c_в)}{\rho_к}; \tag{8.2}$$

c_0, $c_в$ — концентрация водяных паров над поверхностью испаряющихся капель и в воздухе, кг/м³;

$$c_в = \varphi_в c_{нас}; \tag{8.3}$$

$\varphi_в$ — относительная влажность воздуха, %;

$c_{нас}$ — концентрация насыщенных водяных паров в воздухе при температуре мокрого термометра, кг/м³;

$\rho_к$ — плотность жидкости, кг/м³;

D_∂ — коэффициент диффузии, пересчитанный на определенную температуру и давление, м²/час:

$$D_\partial = D_0\left(\frac{T}{273}\right)^{1,89}\frac{101,3}{P_б}, \tag{8.4}$$

где T — абсолютная температура воздуха:

$$T = 273 + t_В; \tag{8.5}$$

$P_Б$ — барометрическое давление, кПа.

При нормальных физических условиях, когда $D_0 = 0{,}0754$ м²/час и $D_\partial = 0{,}091$ м²/час, $c_0 = 14{,}4 \cdot 10^{-3}$ кг/м³ при температуре на поверхности капли 17°С, $c_{нас} = 19{,}3 \cdot 10^{-3}$ кг/м³ при температуре воздуха 22°С и $c_в = 11{,}6 \cdot 10^{-3}$ кг/м³ при относительной влажности воздуха 60%, тогда при $\rho_ж = 1000$ кг/м³ коэффициент $k_1 = 0{,}51 \cdot 10^{-6}$ м²/час. Время испарения капель и требуемая при этом длина камеры при скорости 2,5 м/с составят величины, приведенные в таблице 8.4.

Таблица 8.4. Время испарения капель и требуемая длина камеры при скорости воздуха 2,5 м/с

Диаметр капель, мк	3	5	15	50	60	75	175
Время испарения, с	0,016	0,044	0,4	4,4	6,3	10,2	54,8
Длина камеры, м	0,04	0,11	1,0	11,0	15,75	25,5	137

Формула не учитывает влияние на время испарения скорости омывающего потока воздуха, поэтому действительные значения времени испарения будут несколько меньше. Обычно длина, необходимая для полного испарения капель, определяется для конкретной конструкции блока увлажнения по эмпирическим формулам или диаграммам.

В форсуночных камерах орошения вода распыляется через форсунки, при этом образуются капли воды, контактирующие с воздухом. Механическими форсунками с диаметром сопла 8–10 мм,

называемыми форсунками грубого распыла, в камерах орошения возможно создание капель диаметром не менее 50–75 мк, для них характерна полидисперсность капель.

Применяя форсунки грубого распыла и изменяя температуру распыляемой воды, возможно реализовать не только адиабатные, но и политропные процессы обработки воздуха, включая осушку и охлаждение. В адиабатных процессах частичное насыщение воздуха достигается за счет испарения самых мелких капель, однако основное насыщение воздуха влагой происходит за счет испарения водяных паров с поверхности капель, находящихся в потоке воздуха. В процессе осушки и охлаждения, когда температура воды ниже температуры точки росы начального состояния воздуха, происходит конденсация водяного пара на поверхности капель среднего размера, и воздух осушается. Для полного насыщения при увлажнении или осушке воздуха необходимо определенное время контакта, что требует соответствующей длины камеры орошения и установки каплеуловителя, на котором часть капель осаждается и возвращается неиспользованной в поддон.

В камерах орошения с воздушно-водяным распылением к форсункам одновременно подводится вода и сжатый воздух, вода при этом распыляется в виде мельчайших капель (аэрозоля) диаметром 5–8 мк. Туман с крупностью капель 5–15 мкм обладает достаточной степенью монодисперсности, малой скоростью седиментации (0,05–0,3 м/с) и значительным временем жизни в насыщенном воздухе (от 5 сек до 10 мин).

Капли воды образуются в потоке сжатого воздуха и движутся вместе с этим потоком, поэтому для них характерна большая длина свободного пробега, которой должна соответствовать длина секции увлажнения или длина воздуховода. Это связано с увеличением габаритов установки. Поэтому целесообразно струю направить перпендикулярно потоку воздуха с целью сокращения габаритов установки. Для создания потока сжатого воздуха необходим самостоятельный компрессор или сеть сжатого воздуха на объекте.

Камеры орошения водяного распыления, имеющие форсунки с диаметром сопла 0,15–0,2 мм, обеспечивают формирование монодисперсного и тонкодисперсного аэрозоля с диаметром капель 10–20 мк за счет достаточно высокого давления воды, создаваемого поршневым насосом. Для них характерна средняя длина пробега капель воды. Однако столь малый размер сопла форсунки, изготовленный с использованием лазерных технологий, требует использования деминерализованной воды и, следовательно, дорогой системы водоочистки, чтобы избежать загрязнения солевым осадком малых отверстий форсунок и выходу увлажнителя из строя.

Форсунки тонкого распыла применяются только для адиабатного увлажнения воздуха, так как в условиях распыления холодной воды происходит нежелательное явление увлажнения воздуха вследствие того, что часть наиболее мелких капель воды успевает быстро нагреться, в результате чего начинается процесс испарения, и воздух увлажняется, а не осушается.

Возможно применение форсунок тонкого распыла для испарительного нагревания воздуха теплой водой. В блоках увлажнения воздухо-водяного и водяного распыления, в отличие от обычных форсуночных камер орошения, практически все капли испаряются, лишь 10% капель осаждается на каплеуловителе и собирается в поддоне. Удельные затраты энергии на распыление воды по паспортным данным атомайзеров типа humiFog (водяное распыление) фирмы CAREL составляют 0,004 кВт ч/кг, атомайзеров типа MC (воздушно-водяное распыление) — 0,11 кВт ч/кг.

Туман от конденсации пара в блоках парового увлажнения включает капли от 0,1 до 100 мкм, наиболее представительные 5–35 мкм, что требует также определенного расстояния для полного испарения капель до ближайшей преграды. Удельные затраты энергии на выработку 1 кг пара в электрическом парогенераторе составляют 0,75 кВт ч/кг.

Способ, основанный на испарении воды со смоченной поверхности, реализуется в блоках сотового увлажнения. Удельные затраты энергии в блоках сотового увлажнения, отнесенные к расходу воды, зависят для блока сотового увлажнения от коэффициента эффективности, параметров воздуха на входе и выходе, выбранной системы водоснабжения, качества исходной воды, макси-

мальное значение удельных затрат энергии не превышает 0,001 кВт ч/кг для системы оборотного водоснабжения.

Таблица 8.5. Сравнительная характеристика способов увлажнения воздуха

№	Способ увлажнения	Особенности способа	Диаметр капель мк	Длина пробега капель до полного испарения*, м	Расход энергии кВт ч/кг
1	Механическое распыление в широкофакельных форсунках	Адиабатное увлажнение	60–75	16	–
2	Механическое распыление в форсунках с использованием сжатого воздуха	Адиабатное увлажнение	5–8	1	0,11
4	Механическое распыление при высоком давлении в форсунках тонкого распыла	Адиабатное увлажнение	10–20	5	0,004
5	Увлажнение воздуха паром	Изотермическое увлажнение	5–35	1–1,8	0,75
6	Ультразвуковое увлажнение	Адиабатное увлажнение	1–5	1,8	0,133

*Длина пробега при скорости воздушного потока 2,5 м/с и среднем размере капель.

При изменении расхода (давления) распыляемой воды в процессе адиабатного увлажнения, осуществляются управляемые процессы, в результате которых получают воздух с переменной температурой по сухому термометру и переменным влагосодержанием при постоянной температуре воды, которая соответствует температуре мокрого термометра начального состояния воздуха. Суть управляемых процессов тепломассообмена между воздухом и водой в изменении расхода распыляемой воды через форсунки (адиабатные процессы) или расхода воды и ее температуры (политропные процессы), за счет чего параметры приточного воздуха поддерживаются в заданной зоне, и воздух не достигает состояния насыщения, как при обычных адиабатных и политропных процессах. Реализация управляемых процессов обработки воздуха приводит к повышению экономичности систем кондиционирования воздуха за счет снижения расхода тепловой и электрической энергии. Наряду с экономией электроэнергии, потребляемой насосом блока увлажнения, при реализации управляемых процессов отпадает необходимость в подогреве воздуха после орошения, что исключает второй подогрев и его систему теплоснабжения с теплообменниками или смесительными насосами, снижает металлоемкость и размеры строительной площади, занимаемой центральным кондиционером.

Дополнительная экономия энергии при управляемых процессах достигается за счет того, что в помещении возможно поддержание минимального значения относительной влажности воздуха в холодный период года — 30%. Традиционные системы кондиционирования воздуха, работающие с теплообменниками второго подогрева, обеспечивают в помещении более высокие значения относительной влажности воздуха в холодный период года. Это связано с необходимостью получения температуры точки росы воздуха на выходе из камеры орошения выше 0°С, чтобы предотвратить замерзание воды в поддоне. При этом требуется больше расход теплоты на нагревание воздуха и расход воды на увлажнение, а, следовательно, и расход электроэнергии. Применение управляемых адиабатных процессов приводит к сокращению годового расхода теплоты более чем на 50%.

В качестве блоков увлажнения в современных центральных кондиционерах используются форсуночные камеры орошения, блоки сотового увлажнения (рисунок 8.16), блоки увлажнения воздуха паром. Перспективным является использование блоков увлажнения с воздухо-водяным распылением, блоков увлажнения с водяным распылением, блоков ультразвукового увлажнения.

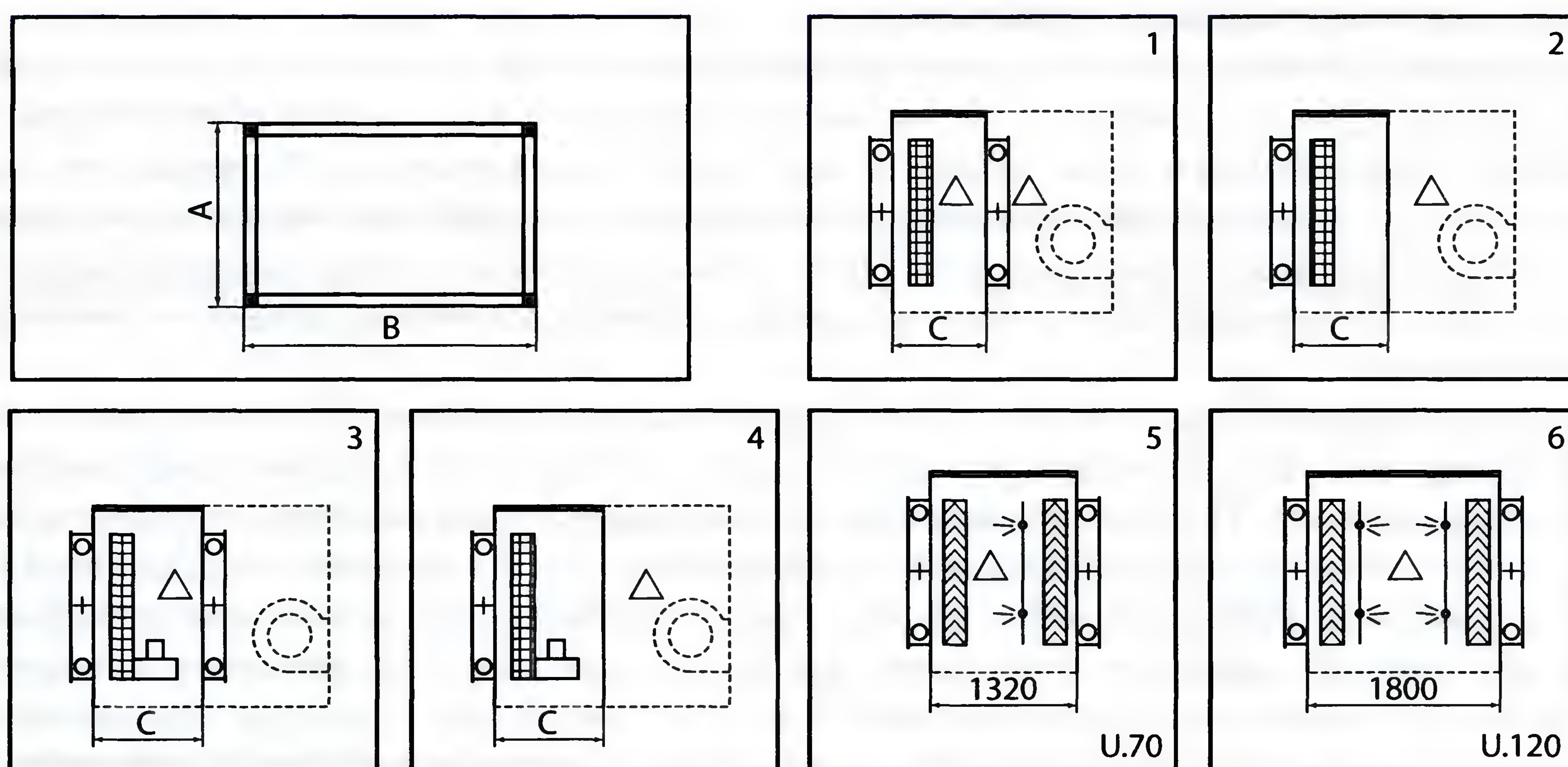


Рисунок 8.16. Поверхностные и форсуночные увлажнители:

1–2 — блок сотового увлажнения — прямое водоснабжение; 3–4 — блок сотового увлажнения — оборотное водоснабжение; 5–6 — форсуночные камеры орошения

Камера орошения

В центральных кондиционерах используют камеры орошения форсуночного типа для охлаждения и увлажнения воздуха в холодный период года и для охлаждения и осушения воздуха в теплый период года. Для снижения нагрузки на холодильное оборудование в теплое время года они могут использоваться в системах прямого и косвенного испарительного охлаждения воздуха. В камере орошения реализуются политропные или изоэнтальпийные процессы обработки воздуха при контакте его с водой, направление процесса изменения состояния воздуха определяется начальными параметрами воздуха и воды.

Форсуночная камера орошения состоит из:

— корпуса с внутренними стенками из оцинкованной стали (алюминия или нержавеющей стали);
— бака для воды из алюминия (нержавеющей стали);
— оросительной системы (горизонтальные коллекторы, один или два, с вертикальными стояками и форсунками);
— воздухораспределителя или выравнивателя потока воздуха на входе и каплеуловителя на выходе.

Камера орошения может быть с одним или двумя рядами форсунок с разной или одинаковой плотностью в каждом ряду. В первом случае первый ряд по ходу воздуха имеет большую плотность форсунок, отверстия распыла в форсунках направлены по потоку воздуха, второй — меньшую, отверстия во втором ряду — навстречу потоку, таким образом, распыление воды — встречное. Места расположения форсунок на стояках выбраны так, чтобы обеспечить перекрытие факелами распыла все поперечное сечение оросительного пространства. Камера орошения центрального кондиционера HC Clivet независимо от типоразмера имеет одну длину: однорядная — 1320 мм, двухрядная — 1800 мм.

В баке камеры орошения установлены:

— сетчатый водяной фильтр из нержавеющей стали для очистки рециркуляционной воды, подаваемой на форсунки;
— поплавковый клапан для автоматического наполнения бака водой;
— перелив для поддержания заданного уровня воды в баке;
— клапан регулирования расхода воды;

— шаровой кран на дренажном трубопроводе;
— циркуляционный насос (во всех камерах орошения, кроме U.50).

Постоянный уровень воды в баке обеспечивается подпиткой водопроводной водой через поплавковый клапан, а излишки воды удаляются через переливное устройство. Опорожнение бака от воды при чистке проводят через дренажный трубопровод. Для подключения к камере орошения трубопроводов перелива, подведения воды к форсункам, опорожнения бака имеются соответствующие патрубки на передней панели бака с фланцами. Размеры патрубков зависят от типоразмера камеры орошения.

Для предотвращения уноса капель в конструкции камеры орошения предусмотрена установка каплеуловителя, а для выравнивания потока воздуха перед зоной орошения предусматривают воздухораспределитель. Профилированные (несколько изгибов) пластины воздухораспределителя и каплеуловителя могут изготавливаться из оцинкованной стали, алюминия, нержавеющей стали или полипропилена. Испытания показали, что при неподвижном положении изогнутых пластин сепараторов удается удерживать взвешенные капли воды при скоростях движения в поперечном сечении оросительного пространства не более 3 м/с. Поэтому скорость воздуха в живом сечении форсуночной камеры орошения не может быть выше 2,5 м/с, чтобы не допустить уноса капель. Она является определяющей при выборе типоразмера центрального кондиционера.

На лицевой стороне корпуса установлены две съемные панели для обслуживания воздухораспределителя и каплеуловителя, имеется двойная дверь для обслуживания системы орошения. Во внутренней двери находится окно контроля работы камеры орошения.

В каталогах фирм-производителей приводятся технические характеристики камеры орошения для режима адиабатного увлажнения: расход воды (давление перед форсунками) и соответствующие три значения коэффициента адиабатной эффективности при номинальных расходах воздуха, а также применяемые при комплектации насосы. Обычно это консольные насосы с постоянным числом оборотов рабочего колеса 2900 (3000) или 1450 (1500) об./мин. Камеры орошения, работающие в политропных режимах, необходимо рассчитывать для конкретных исходных данных и подбирать соответствующее оборудование, которое всегда будет индивидуально.

В форсуночных камерах орошения стандартного исполнения не предусмотрено регулирование расхода воды через форсунки в процессе эксплуатации и не может быть реализовано управляемое адиабатное увлажнение воздуха, что не дает возможность экономить электроэнергию, потребляемую насосом в процессе эксплуатации. В то же время в процессе проектирования и выбора типа камеры орошения и комплектуемого с ней насоса возможно принимать значения коэффициента адиабатной эффективности при номинальной производительности кондиционера по воздуху меньшие, чем 0,95, а именно 0,85 и 0,65, что достигается путем подбора соответствующего насоса, обеспечивающего определенное значение расхода воды, и количества форсунок.

Еще один фактор, сдерживающий применение управляемых процессов адиабатного увлажнения. При уменьшении расхода воды существуют ограничения, связанные с особенностью работы форсунок: минимальное давление воды перед форсунками, обеспечивающее устойчивую их работу, должно быть больше 20–40 кПа (0,2–0,4 бар). Давление перед форсунками определяет расход воды через одну форсунку, зависимость эта определяется типом форсунки, используемой для распыления воды. Например, для широкофакельной форсунки ЭШФ 7/10, применяемой в установках центральных кондиционеров КТЦ, минимальный расход воды, при котором будет устойчивая работа форсунки, составляет 460 кг/час, а давление, определяемое согласно зависимости вида:

$$P_{\Phi} = 0{,}11\ (g_{\Phi}/1000)^{2{,}2},\ \text{МПа}, \qquad (8.6)$$

где g_{Φ} — расход воды через форсунку, кг/час, составляет 20 кПа.

Для форсунок VA90 диаметром 8, используемых в форсуночных камерах орошения современных центральных кондиционеров, зависимость расхода воды от давления воды перед форсунками представлена в таблице 8.6.

Таблица 8.6. Зависимость расхода воды от давления воды перед форсунками

Давление воды перед форсунками, Рф кПа (бар)	Расход воды через форсунку, $g_ф$, кг/час
50(0,5)	564
100(1,0)	780
150(1,5)	930
200(2,0)	1068
250(2,5)	1188
300(3,0)	1290
350(3,5)	1376

Преимущества камер орошения:

— возможность применения управляемых процессов тепломассообмена между воздухом и водой;
— возможность применения политропных процессов обработки воздуха (охлаждение с осушкой, испарительное нагревание, тепломассообмен воздуха с растворами солей);
— использование в системах регенерации теплоты удаляемого воздуха, снимающее проблему замерзания;
— очистка воздуха от пыли и газов;
— сравнительно малое аэродинамическое сопротивление;
— простота конструкции.

Однако эти преимущества пока мало реализуются в существующем оборудовании центральных кондиционеров.

Недостатки камер орошения:

— возможность образования в поддоне микроорганизмов и грибков, которые могут стать источником загрязнения приточного воздуха;
— вынос солей временной жесткости в помещения;
— ограничения по скорости движения воздуха;
— увеличенные по сравнению с контактными аппаратами с орошаемой насадкой расходы орошающей воды и давление насоса при том же значении коэффициента адиабатной эффективности, и, как следствие, большее потребление электроэнергии;
— значительные габариты и сложная схема холодоснабжения по сравнению с поверхностными воздухоохладителями, наличие громоздких баков холодной и отепленной воды;
— более трудоемкое ручное обслуживание, связанное с необходимостью следить за чистотой форсунок и поддонов и периодически промывать их;
— значительный расход воды на промывку и сброс большого количества воды в канализацию.

Блок сотового увлажнения

Блок сотового увлажнения применяется для реализации процессов адиабатного увлажнения воздуха в холодное время года, а также для снижения нагрузки на холодильное оборудование в теплое время года за счет применения прямого и косвенного испарительного охлаждения воздуха. По принципу действия он относится к контактным аппаратам с орошаемой насадкой, когда контакт между воздухом и жидкостью достигается смачиванием развитой поверхности гигроскопичной насадки при ее орошении. Воздух, проходя через «соты», контактирует с влагой, которая пропитывает пористую поверхность насадки. Явная теплота, содержащаяся в воздухе, затрачивается на испарение



Фото 8.6. Блок сотового увлажнения

влаги с поверхности насадки и переходит в скрытую теплоту, процесс идет без подвода и отвода теплоты извне и его можно считать адиабатным.

Благодаря применению гигроскопического материала насадки в орошаемых слоях удается получить высокую эффективность процессов адиабатного увлажнении (E_a = 0,8) при малых значениях коэффициента орошения μ = 0,1–0,2. Требуемое давление насоса определяется высотой подъема воды к оросительным коллекторам. Достоинством этих аппаратов является обеспечение высоких коэффициентов тепло- и влагообмена при сравнительно небольшом аэродинамическом сопротивлении, малые коэффициенты орошения, и, как следствие, малые затраты энергии на перемещение воды.

В режимах охлаждения и осушки воздуха необходимы более высокие значения коэффициентов орошения μ = 1,5–2,5, что может быть достигнуто в контактных аппаратах с насадкой при полном покрытии поверхности насадки пленкой орошающей воды и значительной площади поверхности насадки. Это возможно в контактных аппаратах значительных габаритных размеров или специальной конструкции. По этой причине блок сотового увлажнения не может быть использован для осушки и охлаждения воздуха, и это является недостатком данного контактного аппарата.

В составе практически всех центральных кондиционеров, производимых в России и за рубежом, используются блоки сотового увлажнения компании «Munters». В качестве насадки используется кассета, заполненная стекловолокнистым материалом GLASdek3, содержащим также целлюлозу, который прошел испытание на сгораемость и классифицируется как невоспламеняющийся материал M1 в соответствии со стандартом CSTB во Франции и как стойкий к воспламенению материал T1 в соответствии со стандартом JISA 1322 в Японии. Это соответствует классу 1 по стандарту NordTestFire класс 1, а также немецкому стандарту DIN 4102 класс B1 и BS 476: часть 7 класс 1. Стекловолокнистый материал прошел также испытание на выделение волокон. Измеренные уровни намного ниже, чем уровни, допустимые шведскими законодательными актами об охране здоровья, которые считаются самыми жесткими в Европе. Кассета, заполненная стекловолокнистым материалом, заключена в защитный кожух из нержавеющей стали. В блоке может быть несколько кассет, количество которых зависит от производительности блока, и определяется типоразмером блока. Кассеты установлены на прочной раме, под кассетами устанавливается поддон, изготовленный из нержавеющей стали. Над кассетами установлены коллекторы с форсунками для распределения орошающей воды, соединенные гибкими трубопроводами с распределительным коллектором. Система водоснабжения может быть оборотная с циркуляционным насосом или с непосредственной подачей воды из водопровода. Первая используется чаще благодаря малому потреблению воды. Вторая обычно используется в тех случаях, когда вода имеет низкое качество, что не позволяет ее использовать в циркуляционных системах, а также при кратковременном использовании блока увлажнения.

В системе циркуляционного водоснабжения поддон заполняется холодной водой из водопровода, постоянный уровень воды в поддоне поддерживается с помощью поплавкового клапана (рисунок 8.17). Из поддона вода забирается циркуляционным насосом и подается в распределительные коллекторы и дальше к форсункам на орошение насадки. В процессе увлажнения воздуха количество циркулирующей воды будет уменьшаться и будет возрастать концентрация минеральных веществ и солей, содержащихся в воде.

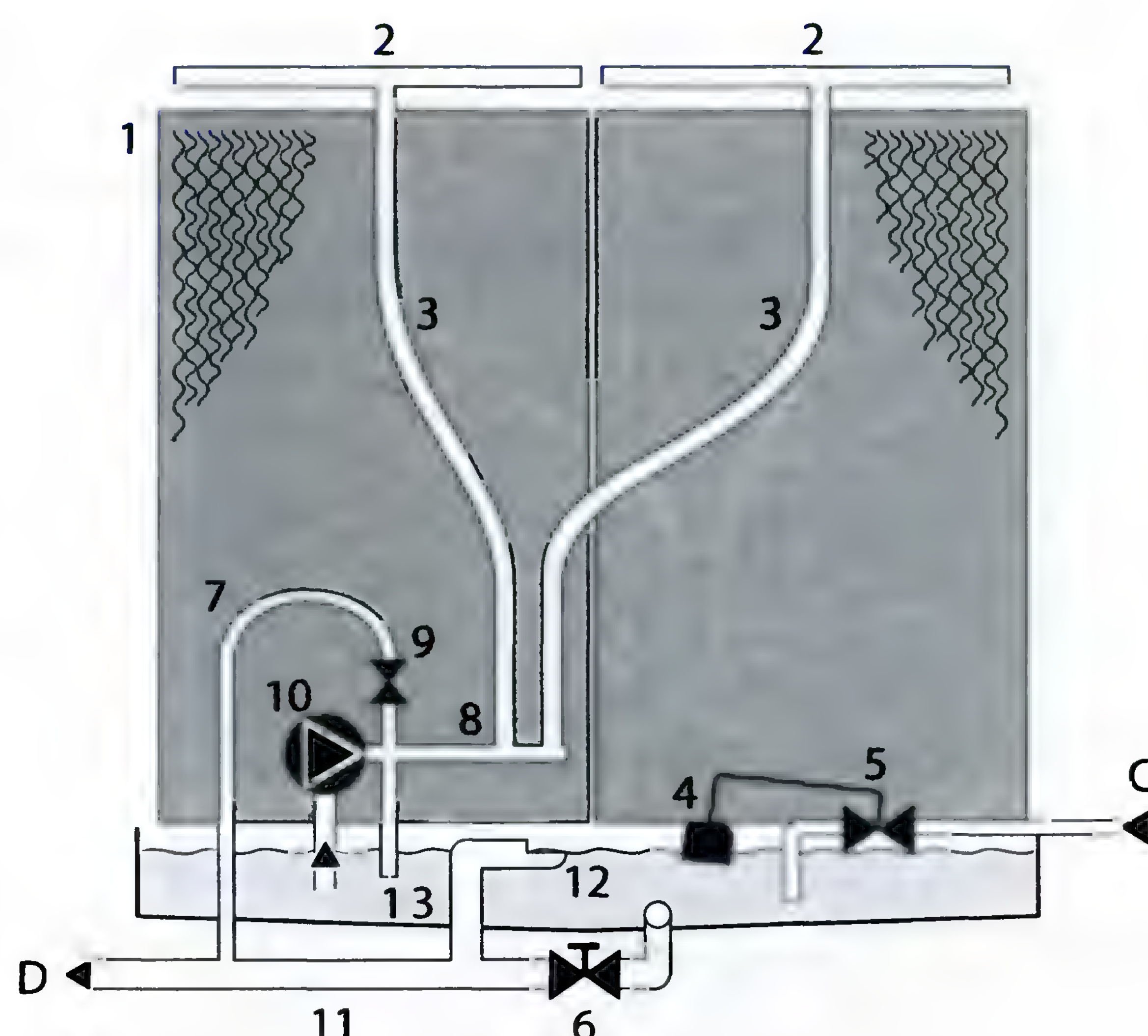


Рисунок 8.17. Система оборотного водоснабжения блока сотового увлажнения:

1 — кассета увлажнителя; 2 — коллекторы с форсунками; 3 — водораспределительный шланг; 4 — поплавок; 5 — поплавковый клапан; 6 — клапан слива из поддона; 7 — отводной слив; 8 — распределительный коллектор; 9 — клапан регулирования расхода воды; 10 — насос; 11 — сливной трубопровод; 12 — перелив; 13 — сброс давления.

A — подаваемый воздух; B — увлажненный воздух; C — холодная вода из магистрального трубопровода; D — сливаемая вода

С целью поддержания постоянства расхода циркулирующей воды и предотвращения отложения минералов и солей в поддоне и на поверхности трубопроводов необходима постоянная подпитка воды из водопровода. Количество воды, необходимое для подпитки, складывается из расхода воды, необходимой для орошения, и количества воды для поддержания определенной концентрации солей. В конструкции системы оборотного водоснабжения предусмотрен обводной сливной трубопровод с клапаном регулирования расхода воды. Расход сливного потока поддерживается на уровне, обеспечивающем заданное значение концентрации минеральных веществ.

Во второй системе вода из водопровода поступает через клапаны постоянного расхода прямо в распределительный коллектор (рисунок 8.18). Клапаны постоянного расхода воды обеспечивают требуемые значения расхода воды и давления, необходимые для ее распределения. Избыток воды, не расходуемой на испарение, промывает кассеты и сбрасывается через дренажные трубопроводы в канализацию.

В системах прямого водоснабжения расход воды на увлажнение насадки определяется в зависимости от глубины насадки и типоразмера блока сотового увлажнения и приведен в таблице 9.9 (см. Главу 9). Ему же равен расход свежей воды. В системе циркуляционного водоснабжения суммарный расход подпиточной воды складывается из расхода воды на увлажнение, определяемого на основе построения процесса на i – d диаграмме, и расхода воды для поддержания заданной концентрации минералов и солей, необходимой для обеспечения надежной эксплуатации блока сотового увлажнения. При известном качестве воды коэффициент отвода определяется по диаграмме, представленной на рисунке 8.19. При коэффициенте отвода больше 2 рекомендуется использовать систему прямого водоснабжения вместо системы оборотного водоснабжения или следует предусмотреть специальную обработку воды с целью улучшения ее качества. Показатели качества воды, необходимые для расчета коэффициента отвода: водородный показатель pH, содержание ионов бикарбоната HCO_3^-, содержание ионов кальция $Ca^{2+}(CaCO_3)$ в мг/л.

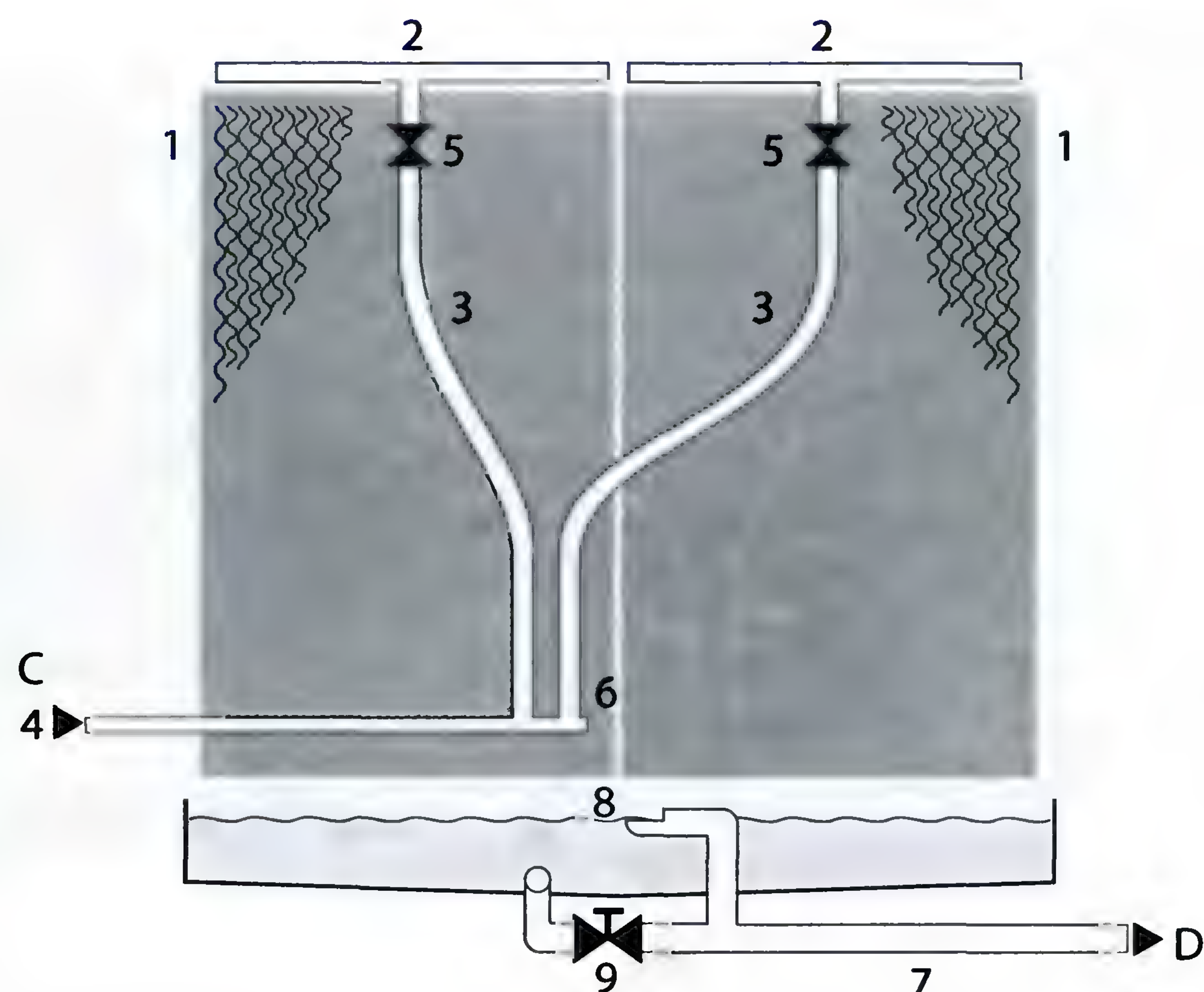


Рисунок 8.18. Система прямого водоснабжения блока сотового увлажнения:

1 — кассета увлажнителя; 2 — коллекторы с форсунками; 3 — водораспределительный шланг; 4 — подвод воды из магистрального трубопровода; 5 — клапан регулирования расхода воды; 6 — водораспределительный коллектор; 7 — сливной трубопровод; 8 — перелив; 9 — клапан слива из поддона.

A — подаваемый воздух; B — увлажненный воздух; C — вода из магистрального трубопровода; D — сливаемая вода

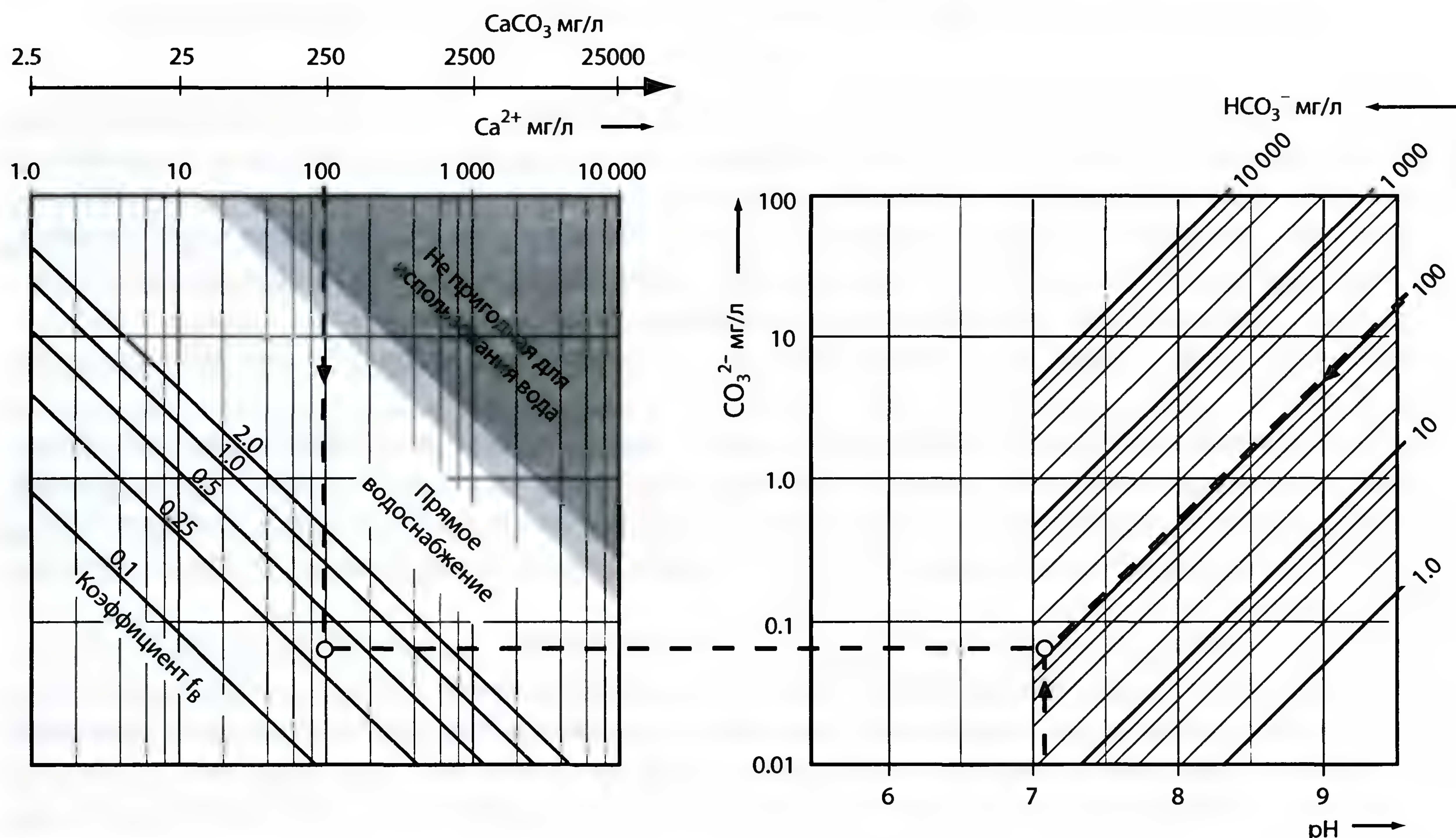


Рисунок 8.19. Диаграмма для определения коэффициента отвода f_B в зависимости от качества воды

Для нормального функционирования блока сотового увлажнения необходимо обеспечить в точке подключения трубопроводов водопровода требуемое давление воды. Значения допустимого максимального давления — 1000 кПа (10,0 бар), минимального давления для системы оборотного водоснаб-

жения — 500 кПа (5 бар), для системы прямого водоснабжения — 150 кПа (1,5 бар). При минимальном давлении 5,0 бар поплавковый клапан рассчитан на обеспечение суммарного потока, соответствующего максимальному испарению 9,5 кг/час плюс 50% отвода для самого большого увлажнителя, т. е. FA6-95-300-300. Расход воды через поплавковый клапан при более низком давлении определяют по диаграмме (рисунок 8.20).

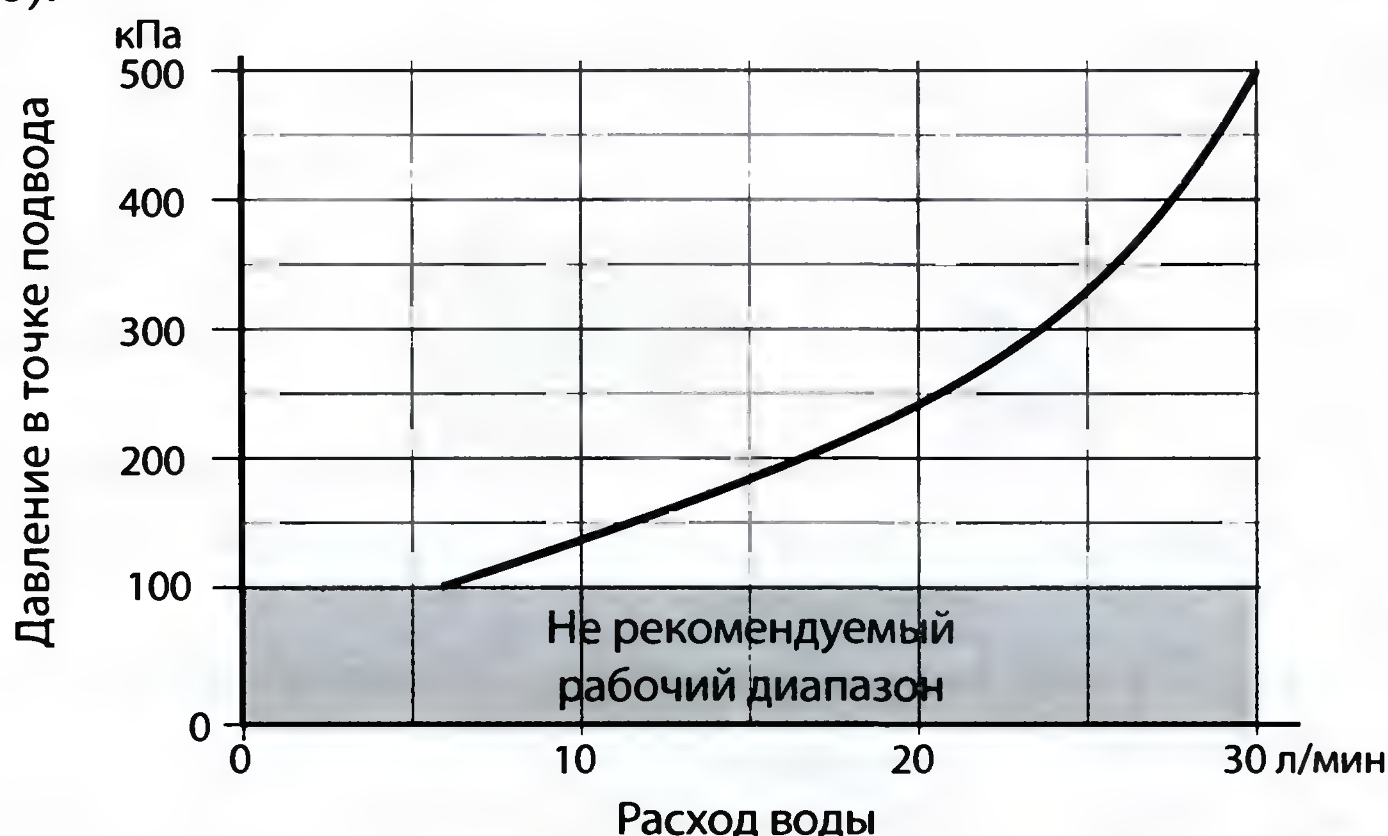


Рисунок 8.20. Пропускная способность поплавкового клапана

Кассеты сотового увлажнителя выпускаются с тремя размерами по глубине 100 мм (FA6 65), 200 мм (FA6 85) и 300 мм (FA6 95), которым соответствуют значения коэффициента эффективности процесса адиабатного увлажнения: 0,65, 0,85 и 0,95.

Поддержание относительной влажности воздуха в помещении при использовании блока сотового увлажнения обеспечивается следующими способами:

1. Косвенно в системе со вторым подогревом по методу «точки росы» путем воздействия на водяной регулирующий клапан воздухонагревателя второго подогрева (точность поддержания относительной влажности ±1÷2%).
2. Путем внутреннего байпасирования по воздуху:

— используется внутренний байпас с воздушными клапанами на байпасе и кассетах в комбинации со ступенчатым включением или отключением отдельных кассет с помощью электромагнитных клапанов (точность поддержания относительной влажности ±1÷2%);
— ступенчатое включение или отключение отдельных кассет увлажнителя (точность поддержания относительной влажности ±3÷5%);
— включение или отключение подачи воды на все кассеты увлажнителя (точность поддержания относительной влажности ±5÷10%).

Применение управляемого байпаса не обеспечивает уменьшение потребляемой насосом электрической мощности. Дросселирование сети при ступенчатом отключении электромагнитных клапанов является самым неэкономичным способом регулирования подачи насоса и дает незначительную экономию потребляемой электроэнергии.

Преимущества блоков сотового увлажнения:

— малое энергопотребление по сравнению с другими блоками увлажнения, мощность, потребляемая насосом от 50 до 270 Вт;
— высокие значения коэффициента эффективности процесса тепломассообмена за счет прямого контакта воздуха и воды, возможность изменения коэффициента эффективности за счет применения насадки разной глубины;
— компактная конструкция и малые размеры, так как отсутствуют капли воды и нет необходимости в требуемой длине для испарения капель;
— не требует специальной обработки воды, отпадает необходимость в обессоливающей установке;

— очистка воздуха от пыли, содержащей бактерии и микроорганизмы, и минеральных солей, которые остаются на поверхности материала насадки и смываются вытекающей водой в дренаж;
— малое аэродинамическое сопротивление;
— более высокие допустимые скорости воздуха, максимальная скорость воздуха, выше которой требуется установка каплеуловителя, составляет 3,5 м/с;
— кассеты увлажнителя из невоспламеняющегося материала;
— простое техническое обслуживание.

Недостатки блоков сотового увлажнения:
— возможность образования в поддоне микроорганизмов и грибков, которые могут стать источником загрязнения приточного воздуха, особенно в системе с оборотным водоснабжением;
— вынос солей временной жесткости в помещения;
— значительный расход воды в системах прямого водоснабжения, которая используется только на 15–30%, в системах оборотного водоснабжения — на промывку, сброс большого количества воды в канализацию;
— невозможность реализации управляемых процессов, обеспечивающих снижение энергопотребления в процессе эксплуатации;
— регулирование путем отключения системы орошения отдельных кассет (внутреннее байпасирование по воздуху) обеспечивает невысокую точность поддержания заданного значения относительной влажности воздуха в помещении.

Блок парового увлажнения

Блок парового увлажнения предназначен для увлажнения воздуха паром, который получают в электрическом парогенераторе. Если в воздух подать пар при температуре, равной температуре воздуха, то воздух будет увлажняться с увеличением энтальпии за счет скрытой теплоты пара, не изменяя своей температуры, и процесс увлажнения будет изотермическим процессом. Обычно используют высокотемпературный пар при температуре 100°C и более, значительно отличающейся от температуры обрабатываемого воздуха. В связи с тем, что воздуху передается в основном скрытая теплота пара, так как содержание явной теплоты в нем незначительно, то луч процесса идет с небольшим отклонением вверх от изотермы, и условно считают процесс увлажнения воздуха высокотемпературным паром тоже изотермическим.

При обработке воздуха высокотемпературным паром погибают болезнетворные микроорганизмы, поэтому этот способ увлажнения воздуха является самым гигиеничным и применяется в системах кондиционирования воздуха «чистых» помещений (лечебно-профилактические учреждения, производственные помещения пищевой и фармацевтической промышленности при изготовлении продуктов питания, пива, лекарственных препаратов, помещения хранения сельскохозяйственной продукции и т. д.). Способ увлажнения воздуха паром может применяться также и в системах кондиционирования воздуха зданий любого назначения, но следует учитывать, что при эксплуатации парогенератор потребляет значительную электрическую мощность, поэтому этот способ является самым энергоемким.

Принцип работы электрического парогенератора (рисунок 8.21) состоит в следующем. В цилиндр из нержавеющей стали 23, заполненный водой, помещены электроды 24, к которым подводится электрический ток. Вода должна содержать растворенные вещества и быть способной проводить электрический ток. При прохождении электрического тока через слой воды из-за его высокого электрического сопротивления вода нагревается, кипит и образуется пар, который отводится сверху через патрубок 3. Цилиндр заполняется водой снизу через автоматический подпиточный клапан 10, наполнительный сосуд 5 и трубопроводы. Система соединительных сосудов и устройство автоматического контроля верхнего уровня воды 8, а также переливная трубка 6 обеспечивают постоянный уровень воды в цилиндре. Слив излишков воды и промывка парогенератора с целью уменьшения концентрации растворенных в воде солей осуществляется через автоматически клапаны, откры-

ваемые одновременно: подпиточный 10 и дренажный 21. Промывка парогенератора проводится автоматически при превышении верхнего уровня воды в цилиндре и профилактически через определенные промежутки времени, задаваемые при настройке парогенератора. Продолжительность времени между промывками зависит от качества воды. Внутренняя поверхность цилиндра в некоторых конструкциях парогенераторов покрывается фольгой, на которой накапливается накипь в виде минеральных солей, фольга может быть легко удалена и заменена, что продлевает срок работы цилиндра. Парогенератор в зависимости от максимального количества вырабатываемого пара может иметь от одного до нескольких цилиндров.

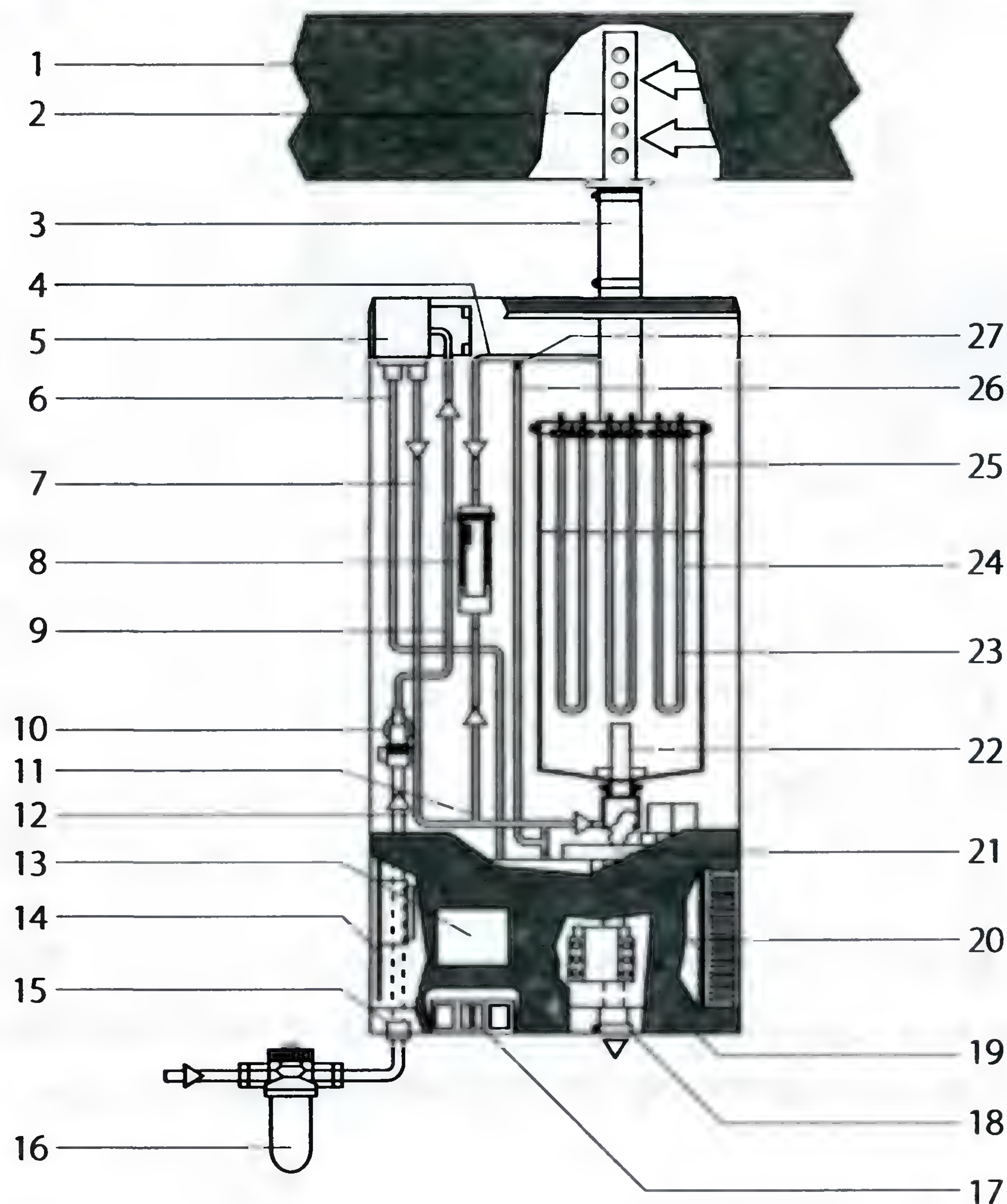


Рисунок 8.21. Конструкция пароувлажнителя:

1 — воздуховод; 2 — парораспределительный коллектор (от Z200 до Z215); 3 — паропровод "Z10"; 4 — выравнивающая давление трубка; 5 — наполнительный сосуд; 6 — переливная труба; 7 — наливная труба; 8 — измеритель уровня; 9 — труба для подвода воды; 10 — подпиточный клапан; 11 — Т-образная труба; 12 — створчатый клапан; 13 — счетчик рабочих часов; 14 — печатная плата; 15 — соединение для подвода воды; 16 — фильтрующий клапан (запорный кран/фильтр грязи) "Z15"; 17 — элементы индикации и управления; 18 — соединение для дренажной воды; 19 — распределительная коробка; 20 — печатная плата блока питания; 21 — дренажный клапан; 22 — фильтр парового цилиндра; 23 — паровой цилиндр из стали CrNi; 24 — электроды; 25 — фольга для сбора накипи; 26 — труба для слива конденсата; 27 — Т-образная труба со встроенным конденсатоотводчиком

Парогенератор устанавливается вне кондиционера на расстоянии не более 1–1,5 м от блока парового увлажнения. К его выходному патрубку присоединяется паропровод, который соединяется с парораспределительным коллектором, устанавливаемым в блоке парового увлажнения центрального кондиционера. Парораспределительный коллектор можно устанавливать вертикально или горизонтально, чаще — горизонтально, независимо от установки отверстия для выхода пара должны быть перпендикулярны направлению воздушного потока, таким образом, в случае горизонтальной установки коллектора отверстия должны находиться сверху. При размещении парораспределительных коллекторов в блоке увлажнения должны соблюдаться расстояния до стенок и дрþгих парораспре-

делительных коллекторов, отмеченные на рисунке 8.22. Количество парораспределительных коллекторов определяется типоразмером центрального кондиционера и производительностью парогенератора. Для оптимального распределения пара необходимо выбирать коллектор максимальной длины для установки в блоке увлажнения, чтобы перекрыть все живое сечение для прохода воздуха.

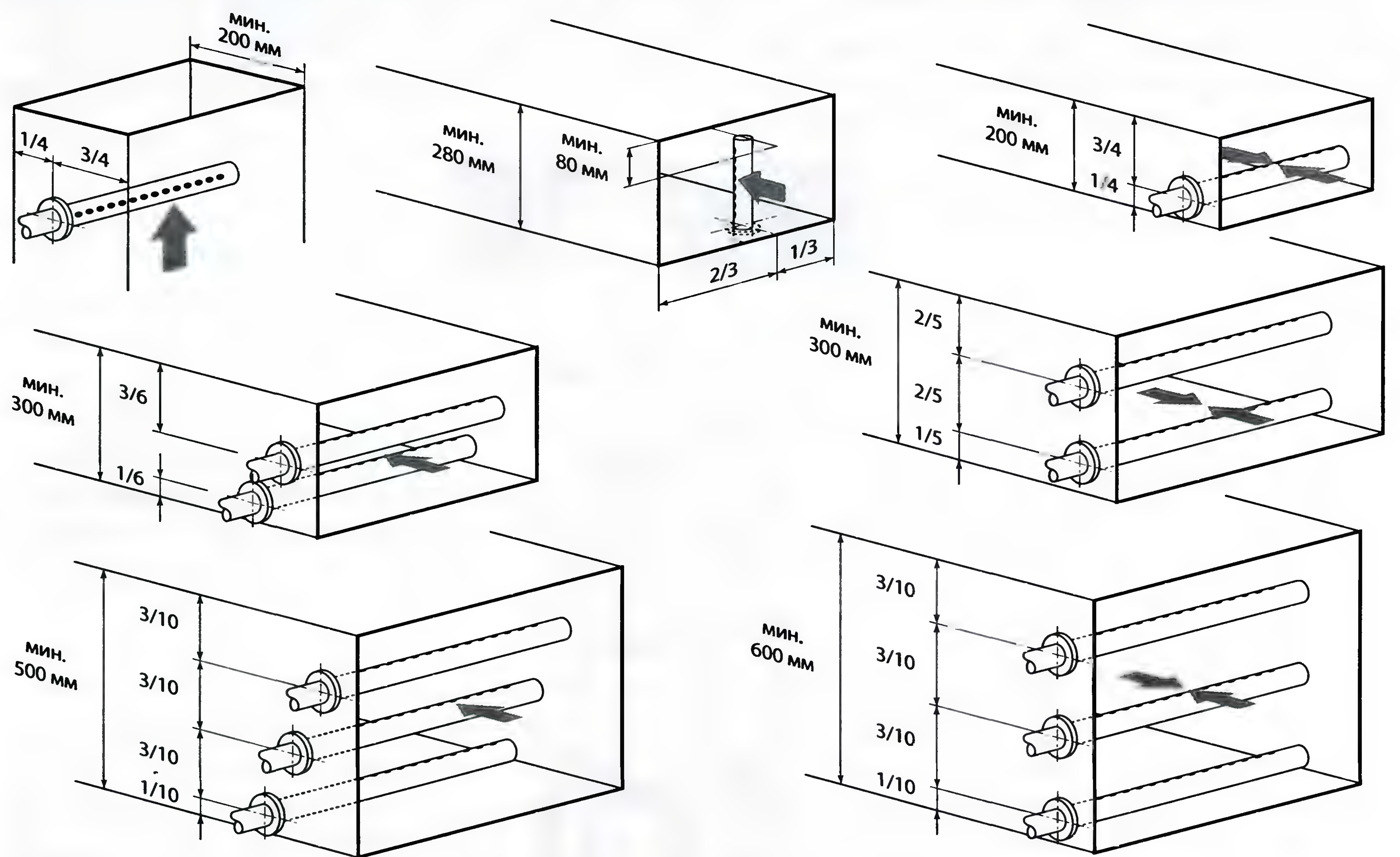


Рисунок 8.22. Расстояния от парораспределительного коллектора до стенок блока увлажнения и между парораспределительными коллекторами

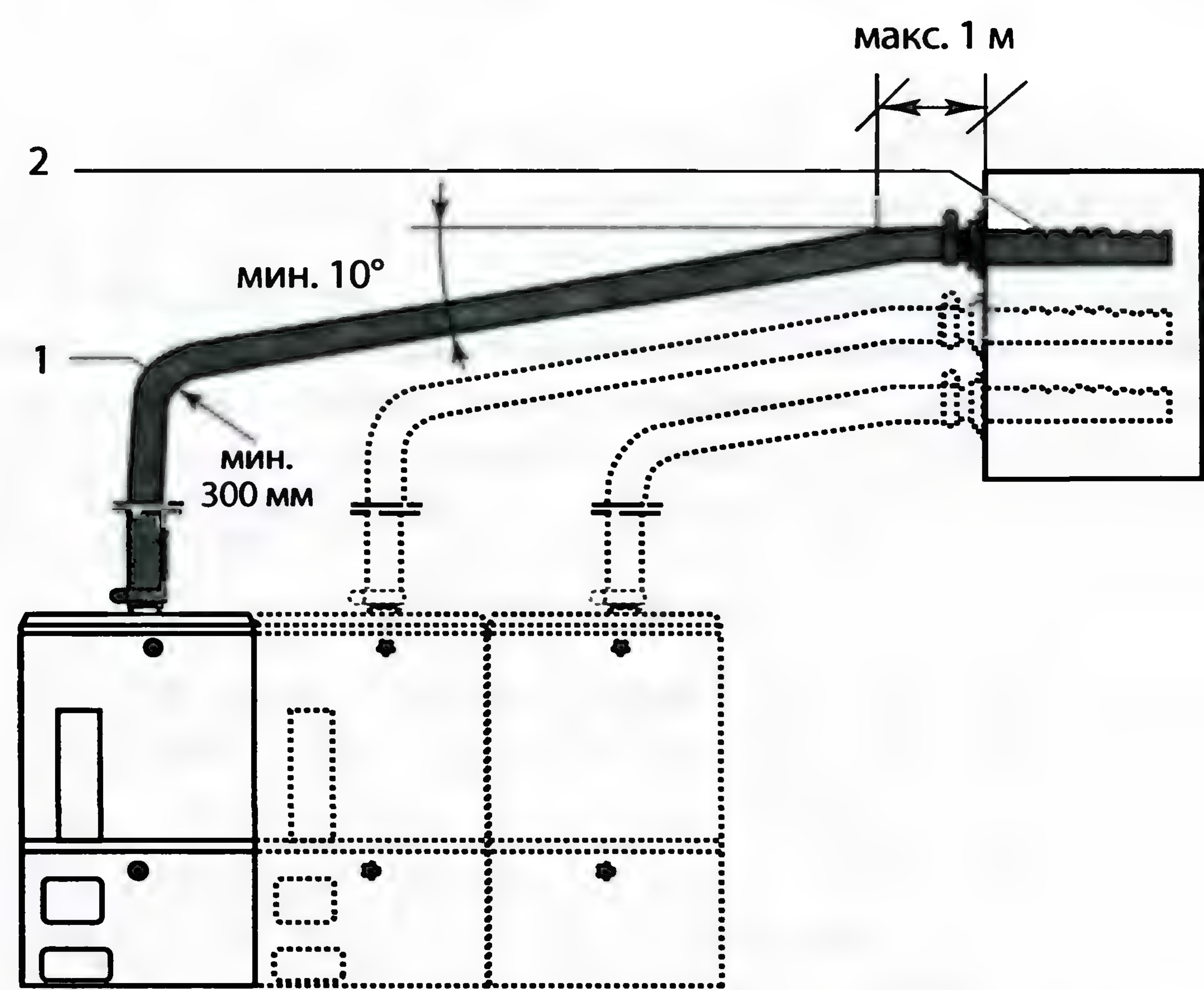


Рисунок 8.23. Установка парогенератора относительно блока парового увлажнения:
1 — паропровод (макс. длина 5 м); 2 — парораспределительный коллектор

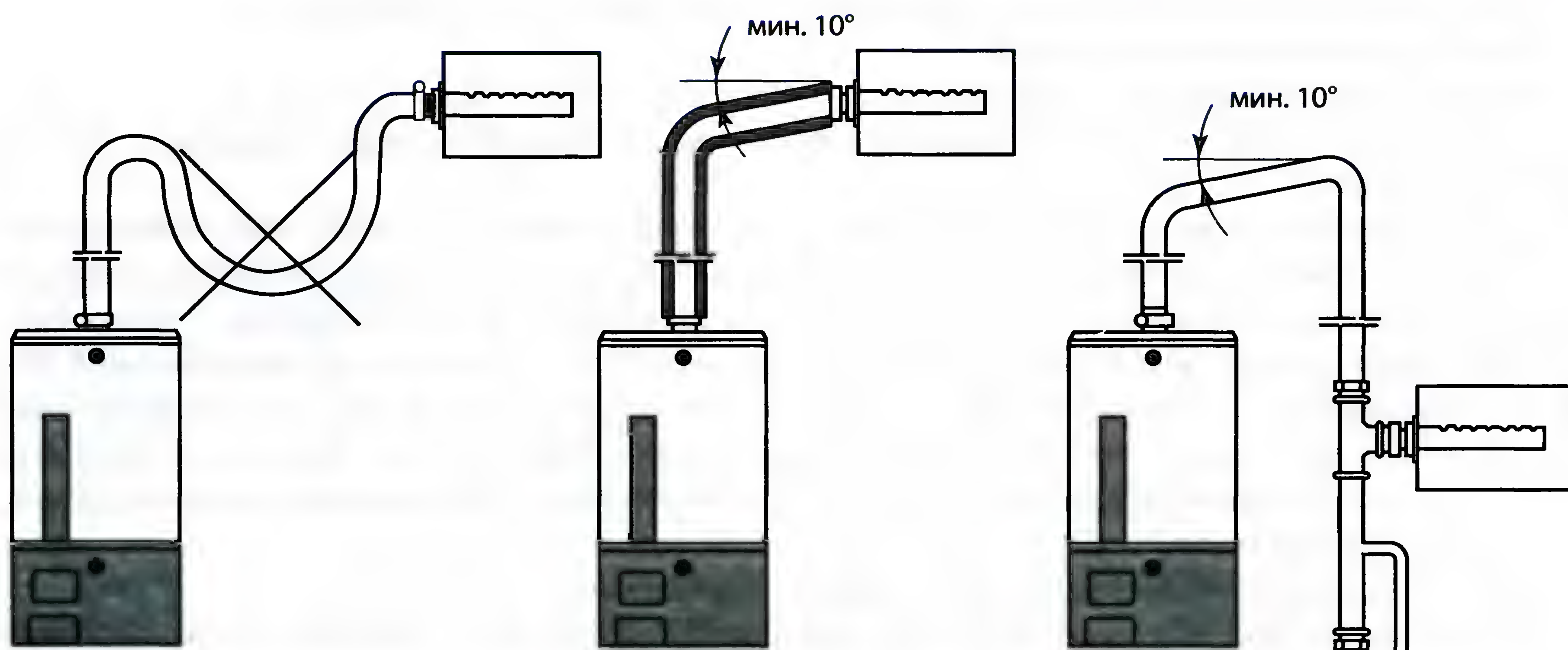


Рисунок 8.24. Правильная прокладка соединительного паропровода от парогенератора к парораспределительному коллектору

Труба для подачи пара от парогенератора к коллектору должна иметь минимальный радиус изгиба 300 мм и минимальный угол наклона 10°, которому соответствует уклон 0,18 (см. рисунки 8.23 и 8.24).

В комплекте поставляется парогенератор со шлангами паропровода и конденсатопровода, датчиком влажности, шкафом управления.

Таблица 8.7. Технические характеристики парогенератора КТ, поставляемого в комплекте с кондиционерами НС фирмы Clivet

Типоразмер	К3–220	К10–220	К20–220	К5–380	К10–380	К20–380	К30–380	К40–380	К60–380
Количество пара кг/час	3	10	20	5	10	20	30	40	60
Диаметр паропровода, мм	40	40	40	40	40	40	40	2x40	2x40
Потребляемая мощность, кВт	2,5	7,5	15	4	7,5	15	22,5	30	45
Напряжение, В	220	220	220	380	380	380	380	380	380
Размеры:									
Высота, мм	610	610	610	610	610	610	610	610	610
Длина, мм	370	370	370	370	370	370	610	610	610
Ширина, мм	210	210	210	210	210	210	210	210	210
Вес, кг	15	15	15	15	15	15	25	25	25

Чтобы не допустить конденсации пара на поверхностях оборудования необходимо оставлять минимальное расстояние от парораспределительного коллектора по ходу воздуха до ближайшего препятствия (вентилятора, колена, фильтра третьей ступени, датчика влажности), отмеченных на рисунке 8.25. Минимальное расстояние должно быть больше расстояния насыщения $B_п$, требуемого для полного испарения капель, которое определяется по номограмме (рисунок 8.26).

Для определения расстояния насыщения необходимы следующие исходные данные:
— начальное влагосодержание воздуха $d_{вн}$, г/кг;
— изменение влагосодержания воздуха в блоке увлажнения Δd, г/кг;
— конечная температура воздуха $t_к$°C;

— скорость воздуха во фронтальном сечении блока увлажнения или воздуховода v, м/с;
— расход пара на увлажнение $G_п$, кг/ч;
— минимальная длина парораспределительного коллектора, мм.

С целью сокращения габаритов установки иногда блок парового увлажнения размещают за блоком вентилятора.

В парогенераторе может использоваться свежая водопроводная вода, полностью деминерализованная вода, умягченная вода. В парогенераторе нельзя использовать неподготовленную воду из открытых источников, морскую воду, воду из системы технологического охлаждения, содержащую кислоты. Недопустимо добавление в воду антикоррозионных агентов и дезинфицирующих веществ. Для водоподготовки непригодны устройства «умягчения» воды, так как они снижают концентрацию минеральных солей, растворенных в воде, а следовательно, и ее электропроводимость, а также фосфатные фильтры, так как они ведут к увеличению концентрации минеральных солей, растворенных в воде.

Качество воды должно отвечать требованиям, определяемым в Главе 10.

Давление в водопроводной сети, к которой присоединяется система водоснабжения, должно быть от 200 до 600 кПа (от 2 до 6 бар), максимальная температура воды на входе в парогенератор 40°С, минимальная температура воды 1°С. Диаметр патрубка для подключения к водопроводу 3/4", диаметр сливного патрубка 40 мм, минимальный уклон сливного трубопровода 0,09 (рисунок 8.27).



Рисунок 8.25. Минимальное расстояние от парораспределительного коллектора до ближайшего препятствия (расстояние насыщения Bп может быть уменьшено на 30%, если использовать два парораспределительных коллектора)

Поддержание заданной относительной влажности в помещении с использованием блока парового увлажнения осуществляется путем изменения количества подаваемого пара. В парогенераторе предусмотрено автоматическое регулирование количества вырабатываемого пара от 0 до 100% от номинальной паропроизводительности, которое может быть пропорциональным или двухпозиционным. Электронная система управления в виде блока управления со встроенным микропроцессором осуществляет автоматический контроль работы парогенератора, регулирования производительности и выполняет функции автоматической защиты.

Преимущества блоков парового увлажнения:
— обеспечивает высокое качество обрабатываемого воздуха по гигиеническим требованиям;
— изотермический процесс увлажнения, меньше расход теплоты в воздухонагревателе первого подогрева;
— исключение второго подогрева и всех сопутствующих элементов системы теплоснабжения;

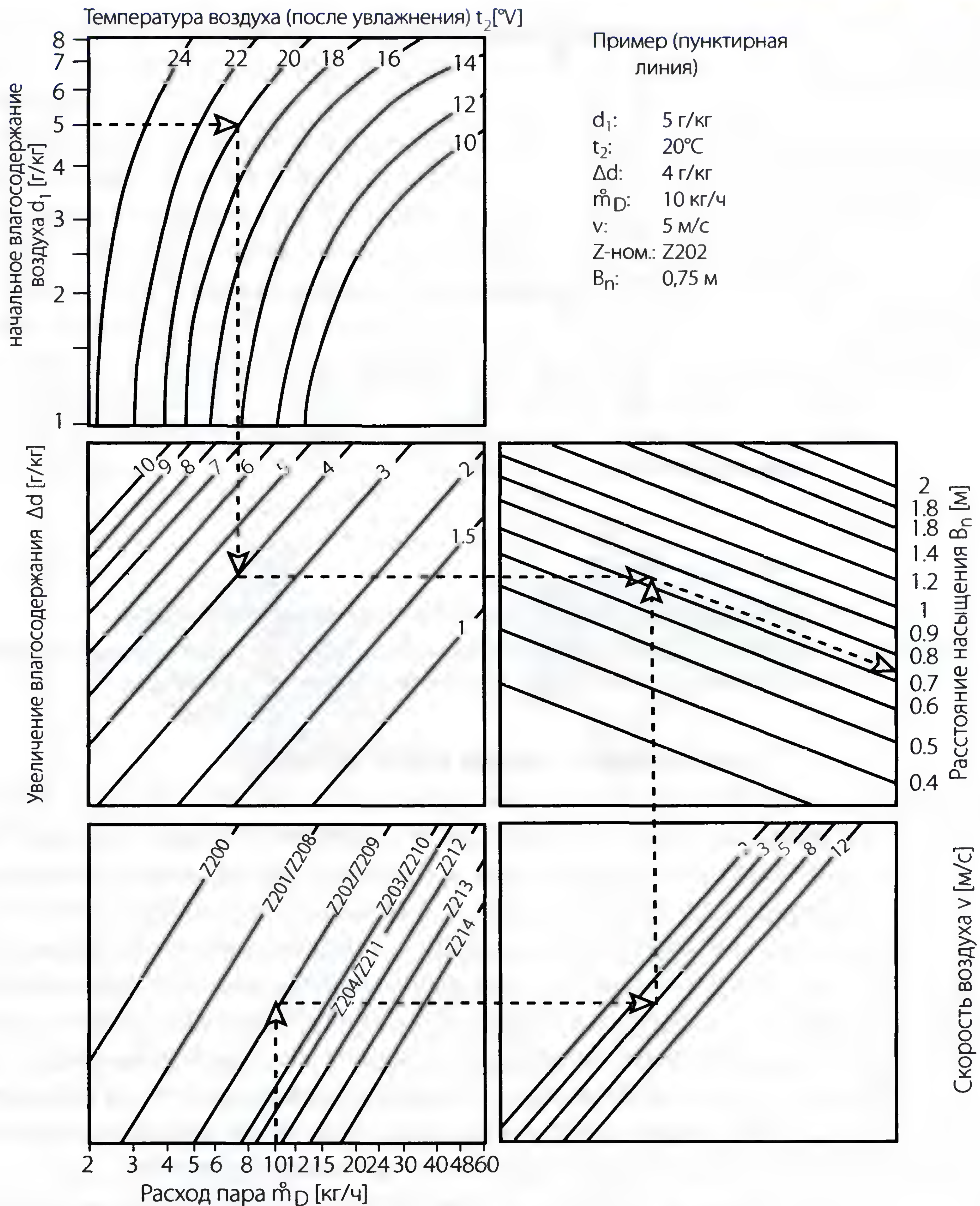


Рисунок 8.26. Расстояние насыщения B_n

— управляемый процесс увлажнения;
— гибкое и точное (от ±1% при деминерализованной воде до ±2% при неподготовленной и мягкой воде) при пропорциональном регулировании поддержание заданного значения относительной влажности в помещении, короткое время отклика с минимальными отклонениями от заданных параметров;
— не требует специальной обработки воды, отпадает необходимость в обессоливающей установке;
— минеральные соли накапливаются в паровом цилиндре и не поступают с паром в помещение;
— бесшумная работа;
— простое техническое обслуживание;
— высокая надежность.

Недостатки блоков сотового увлажнения:
— высокое энергопотребление по сравнению с другими блоками увлажнения, так как для выработки пара используется электроэнергия, в сочетании с блоками регенерации теплоты и влаги удаляемого воздуха возможно снижение расхода пара и энергопотребления;
— высокие единовременные затраты на систему парового увлажнения.

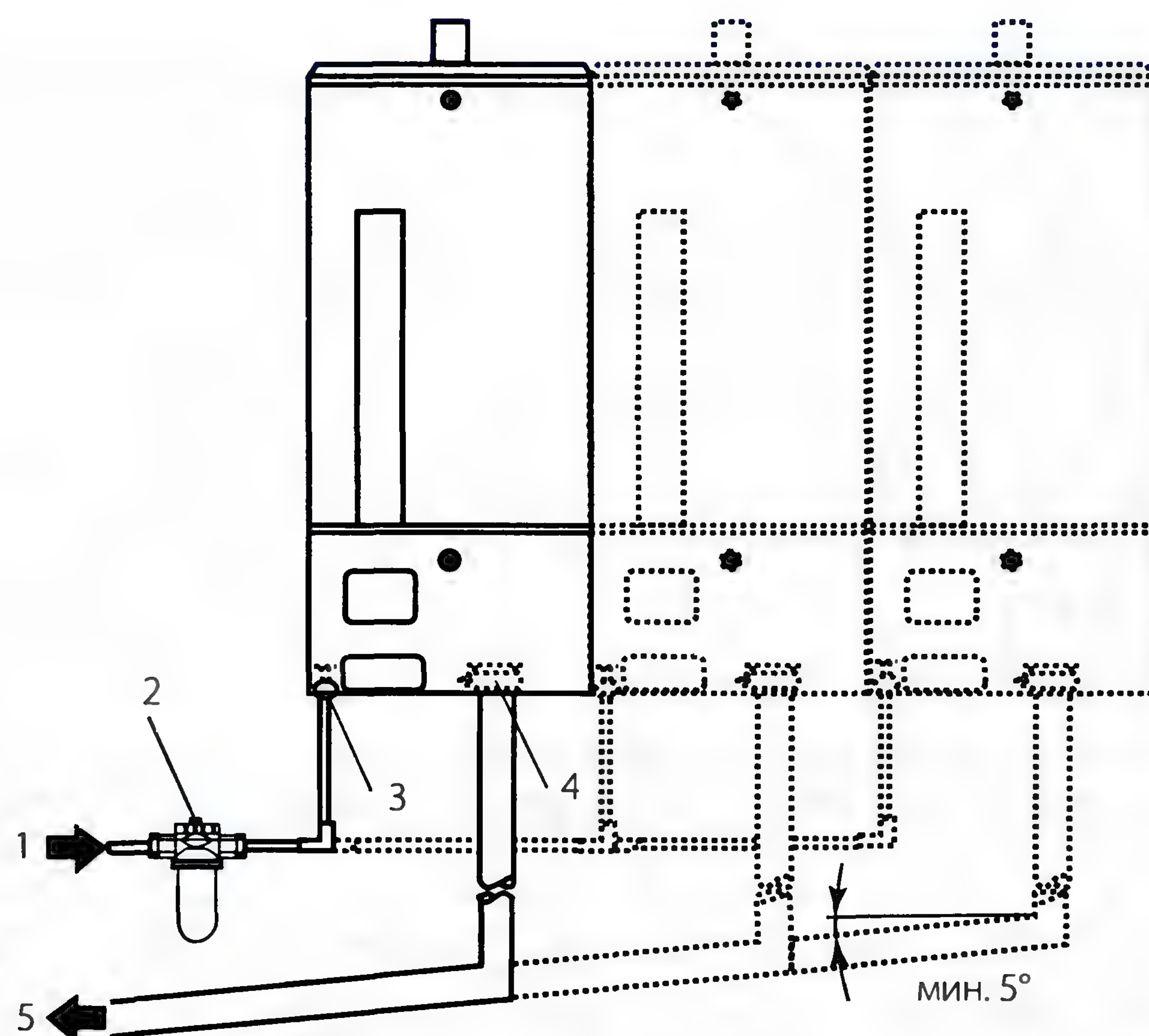


Рисунок 8.27. Система водоснабжения парогенератора:

1 — вход воды (мин. диам. 8/6 мм); 2 — клапан с сетчатым фильтром ("Z15"); 3 — водопроводное соединение G S"; 4 — соединение для дренажной трубы диам. 40 мм; 5 — дренаж воды

Блок увлажнения с воздушно-водяным распылением

Блок увлажнения, в котором распыление воды происходит с использованием сжатого воздуха, применяется для реализации адиабатных процессов охлаждения и увлажнения воздуха в тех случаях, когда требуются значительные расходы влаги в системах технологического кондиционирования воздуха производственных помещений с целью снижения энергопотребления по сравнению с применением изотермического парового увлажнения. Воздушно-водяные увлажнители распылительного типа называют атомайзерами от слова atomizer (форсунка, распылитель). По сути, это форсуночные камеры орошения со специальными форсунками, использующими сжатый воздух. Разработчики оборудования, используя преимущества камер орошения, предусмотрели специальную конструкцию форсунок с малым диаметром выходного отверстия, что позволило исключить недостатки, свойственные камерам орошения с обычными форсунками, минимальный диаметр выходного отверстия которых выбирался из условия незасоряемости форсунок.

Мельчайшие частицы воды в виде аэрозоли испаряются в потоке воздуха. Как известно, направление процесса изменения состояния воздуха при контакте его с водой определяется начальными параметрами воздуха и начальной температурой воды. Температура водопроводной воды в холодный период года близка к значениям температуры мокрого термометра предварительно нагретого обрабатываемого воздуха, кроме того, малый размер капель способствует теплообмену между воздухом и поверхностью капли, а система «вода–воздух» будет стремиться к состоянию равновесия, поэтому достаточно быстро температура насыщенного воздуха над поверхностью капли и самой капли станет равной температуре мокрого термометра начального состояния воздуха. Явная теплота, отбираемая у воздуха, расходуется на испарение влаги и переходит в скрытую теплоту, при этом температура воздуха понижается, а влагосодержание его растет. Процесс идет без подвода и отвода



Фото 8.7. Блок увлажнения с воздушно-водяным распылением

теплоты извне и может быть отнесен к адиабатному увлажнению. Условно считают, что адиабатный процесс происходит при постоянной энтальпии. Один литр распыляемой воды отбирает около 685 Вт явной теплоты от воздуха.

Вода и сжатый воздух в определенных количественных соотношениях и при определенных давлениях подаются по двум независимым трубопроводам к форсунке. Специальная конструкция форсунки с использованием эффекта эжекции высокоскоростным потоком сжатого воздуха низкоскоростного потока воды обеспечивает тонкое распыление воды с размером капель 5–8 мк, благодаря чему обеспечивается практически полное испарение распыляемой воды в воздухе (рисунок 8.28). Таким образом, только 10% от общего расхода воды остается неиспользованной: крупные капли осаждаются в поддон, а средние, не успевшие испариться на протяжении длины свободного пробега, оседают на каплеуловителе. Сокращается подача насоса, уменьшается возможность загрязнения обрабатываемого воздуха по сравнению с обычными форсуночными камерами орошения и блоками сотового увлажнения.

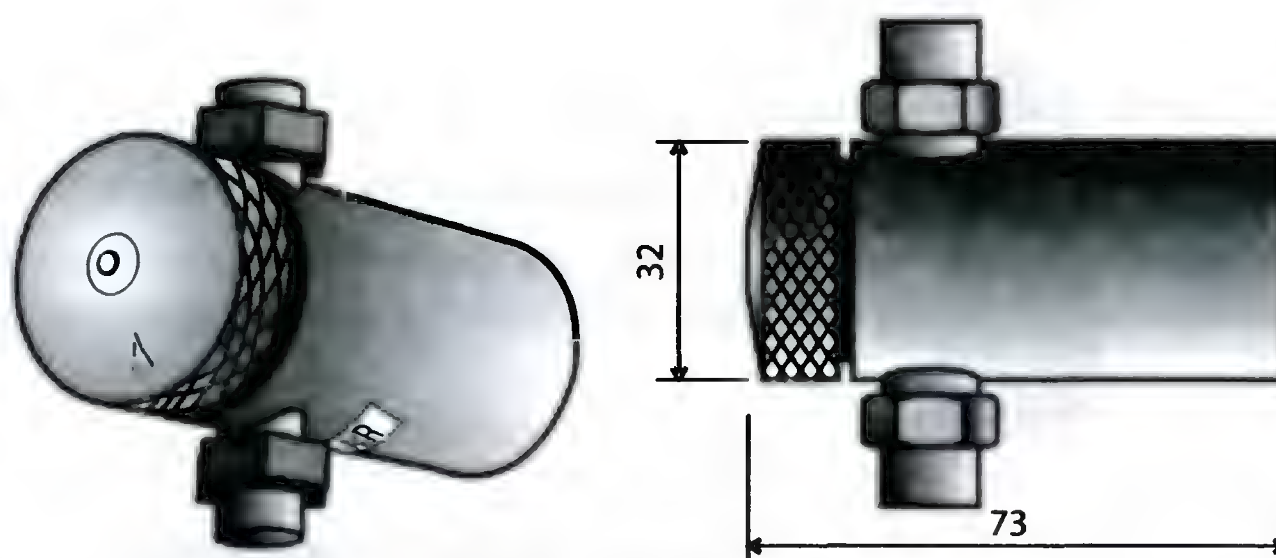


Рисунок 8.28. Форсунки для распыления воды с использованием сжатого воздуха

В конструкции форсунки предусмотрена самоочищающаяся механическая система, обеспечивающая качественную и автоматическую очистку воды и сопла форсунки, что препятствует отложению солей жесткости. Каждая форсунка оснащена специальной маленькой иглой для очистки соплового отверстия форсунки при периодических профилактических остановках в работе.

Увлажнители с воздушно-водяным распылением, используемые в блоке увлажнения центрального кондиционера, состоят из форсунок, коллекторов для подачи сжатого воздуха и воды к форсункам, датчика относительной влажности и шкафа управления. На каждом трубопроводе подключения воды и сжатого воздуха к форсункам установлены шаровые краны (рисунок 8.29). Трубопроводы и коллекторы для подачи воды и сжатого воздуха к форсункам выполнены из медных или поливинилхлоридных трубопроводов, чтобы исключить возможность засорения форсунок окалиной оцинкованных стальных трубопроводов. Если используется деминерализованная (агрессивная) вода, то применяют только пластиковые трубопроводы, возможно применение полипропиленовых трубопроводов, которые легко соединяются между собой при нагревании с помощью фитингов и специального оборудования. Трубопроводы проложены ниже форсунок, чтобы исключить образование капель, причем водяной трубопровод расположен ниже воздушного (рисунок 8.30).

В конце каждой линии следует установить шаровые краны для очистки трубопроводов перед пуском системы. Если коллекторы расположены ниже шкафа управления, то необходимо установить нормально открытый электромагнитный клапан на коллекторе, соединенный параллельно в электрической схеме с нормально открытым электромагнитным клапаном шкафа управления. Водяные трубопроводы должны быть полностью очищены при остановке системы или при периодическом обслуживании.

В шкафу управления находится контрольная электрическая панель и гидравлические компоненты на воздушной (рисунок 8.31) и водяной (рисунок 8.32) линиях: регуляторы давления, электромагнитные клапаны и манометры. Воздух должен быть сухой и не содержать масла. Предусмотрены фильтры 5 мк для воздушной линии и 10 мк на водяной. В шкафу управления следует предусмотреть дренаж из водяного трубопровода.

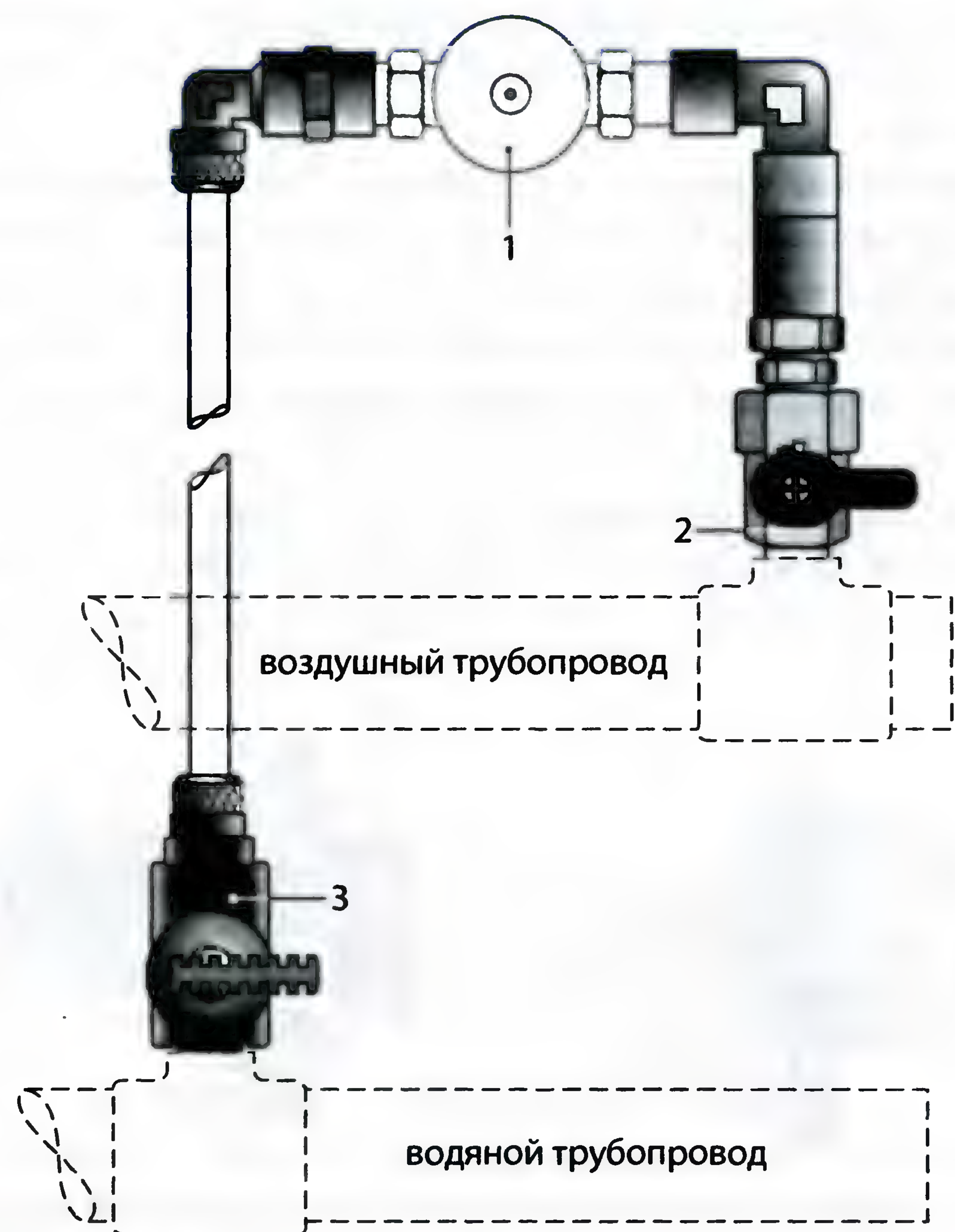


Рисунок 8.29. Подключение трубопроводов к форсунке:

1 — форсунка; 2 — двухходовой клапан; 3 — двухходовой водяной клапан

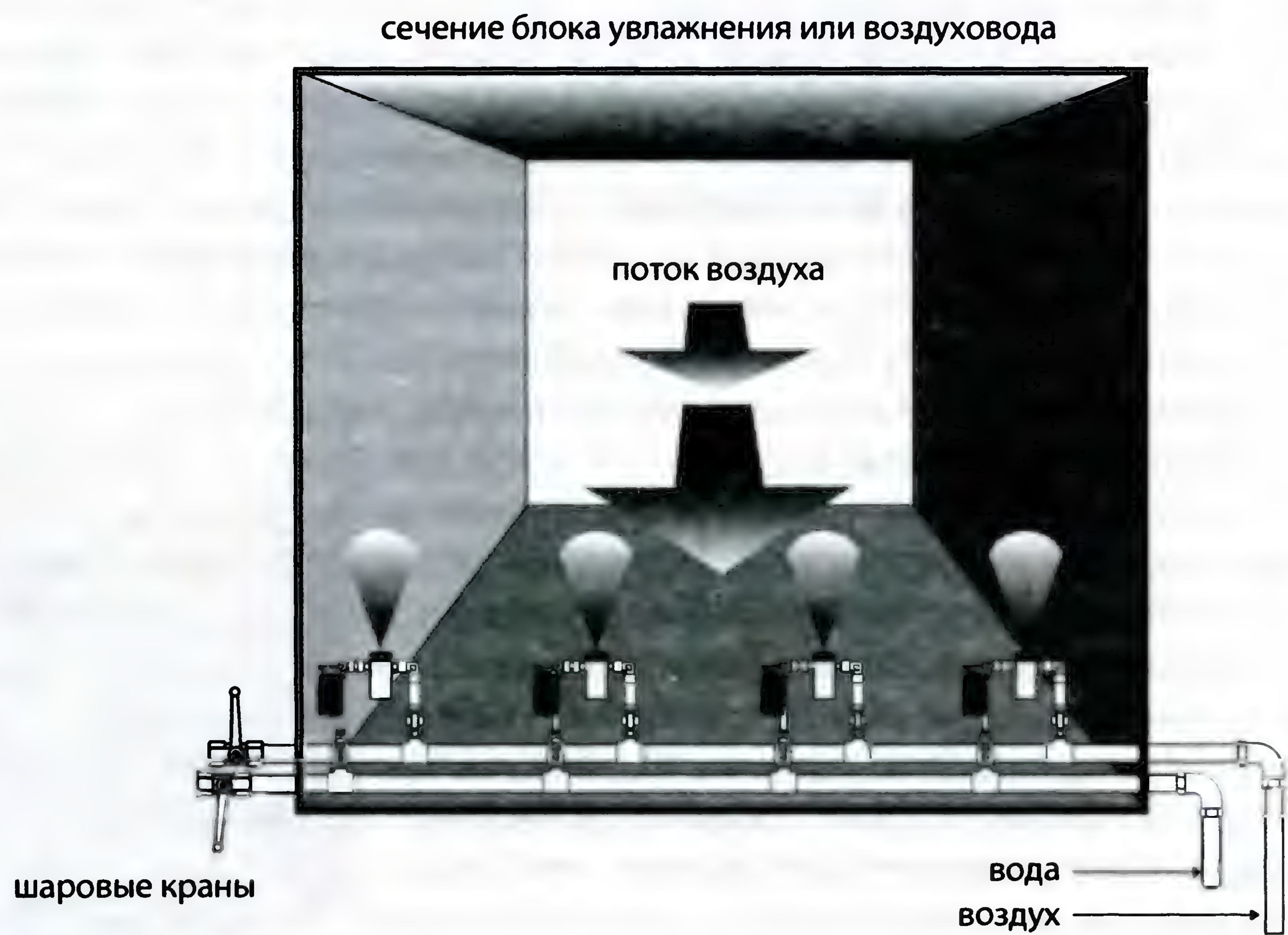


Рисунок 8.30. Схема установки распределительных коллекторов с форсунками на сжатом воздуха в сечении блока увлажнения или воздуховоде

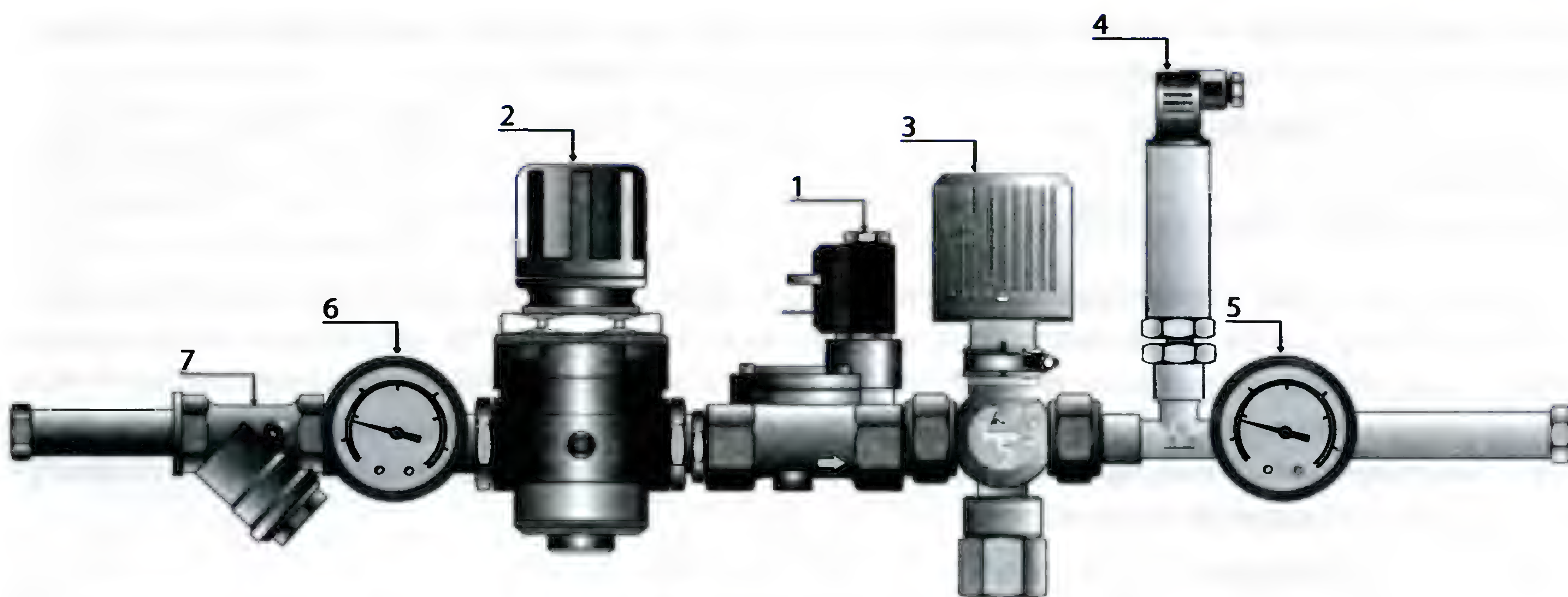


Рисунок 8.31. Гидравлические компоненты на воздушном трубопроводе при пропорциональном изменении расхода воды:

1 — нормально закрытый электромагнитный клапан; 2 — регулятор давления; 3 — регулирующий клапан; 4 — преобразователь давления; 5 — манометр 0–4 бар; 6 — манометр 0–12 бар; 7 — фильтр

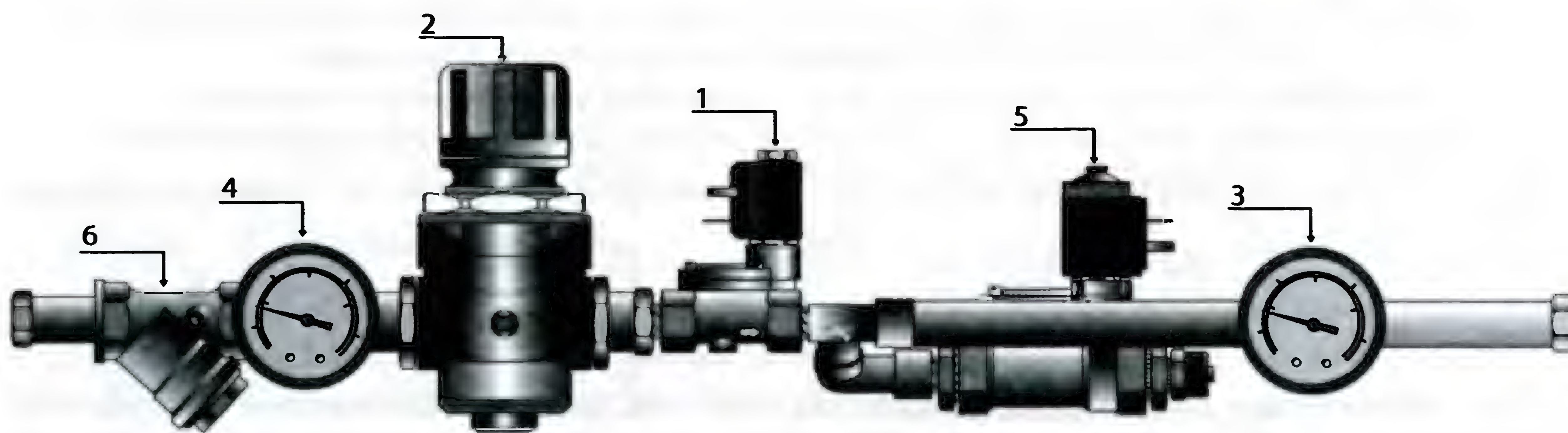


Рисунок 8.32. Гидравлические компоненты на водяном трубопроводе:

1 — нормально закрытый электромагнитный клапан; 2 — регулятор давления; 3 — манометр 0–2,5 бар; 4 — манометр 0–12 бар; 5 — нормально открытый электромагнитный клапан; 6 — водяной фильтр

Воздушный компрессор выбирают по объему всасываемого воздуха, который зависит от количества форсунок и объемного расхода воздуха на одну форсунку при нормальных условиях:

$$V = 1{,}1 \cdot c_Ф \cdot n, \qquad (8.7)$$

где V — объемный расход воздуха через компрессор, нм³/час;

$c_Ф$ — объемный расход воздуха на одну форсунку в нм³/час (при нормальных условиях), определяемый по таблице 8.8;

n — количество форсунок.

Количество форсунок определяют из расчета расхода воды на одну форсунку, который в зависимости от типоразмера форсунки представлен в таблице 8.8.

Объемный расход воздуха через форсунку равен 0,41 м³/час при рабочем давлении 2,1 бар на 1 л воды или 1,27 нм³/час при атмосферном давлении на 1 л воды.

Таблица 8.8. Номинальный расход воды, кг/час, и объемный расход воздуха при нормальных условиях, нм^3/час, через форсунку для атомайзеров MC CAREL

Типоразмер форсунки	MCAA2	MCAB2	MCAC2	MCAD2	MCAE2
Расход воды, кг/час	2,7	4,0	5,4	6,8	10
Объемный расход воздуха при нормальных условиях, нм^3/час	3,43	5,08	6,86	8,64	12,7

При размещении коллектора с форсунками в блоке увлажнения предпочтительно направить струю аэрозоля вверх перпендикулярно потоку движущегося воздуха, при этом необходимо выдержать определенное расстояние между форсунками и верхней панелью блока увлажнения Н, чтобы не увлажнялись внутренние поверхности блока. На рисунке 8.33 показана установка коллектора с форсунками в блоке увлажнения центрального кондиционера с соблюдением расстояния Н. Значение Н приведено в таблице 8.9.

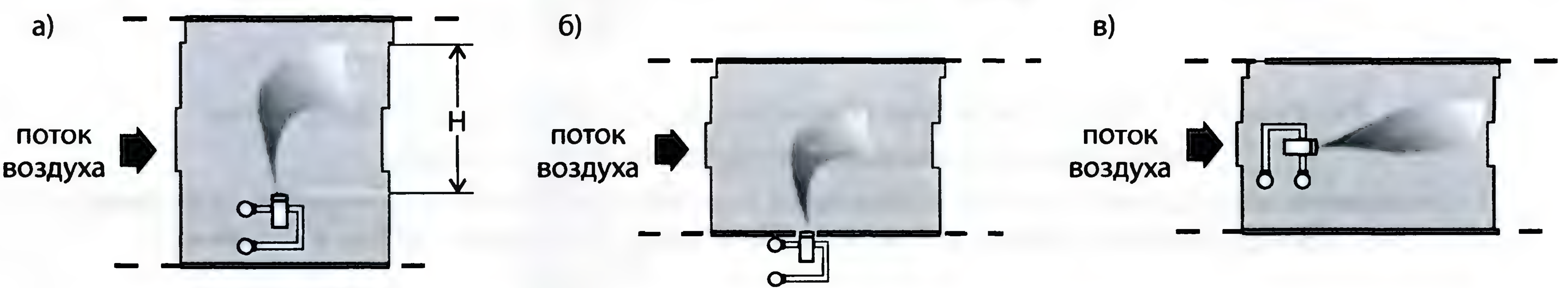


Рисунок 8.33. Возможные схемы установки коллекторов с форсунками на сжатом воздухе в блоке увлажнения центрального кондиционера и воздуховода:

а) струя перпендикулярна потоку воздуха; б) то же, коллекторы за пределами блока увлажнения; в) струя параллельна потоку воздуха; Н — расстояние от форсунки до верхней панели блока увлажнения

Таблица 8.9. Максимальное расстояние Н, мм, при номинальном расходе воды через форсунку, кг/час

Скорость воздуха, м/с	MCAA2-2,7	MCAB2-4,0	MCAC2-5,4	MCAD2-6,8	MCAE2-10
2,0	660	737	914	1219	1792
3,0	610	686	838	1092	1605

При ограниченной высоте блока увлажнения возможна установка коллекторов за пределами блока увлажнения так, чтобы отверстие форсунки оказалось внутри блока, как показано на рисунке (рисунок 8.33 б). В этом случае возможно сохранить около 20 см высоты блока увлажнения. При ограниченной высоте, обычно при размещении форсунок в воздуховоде, струя аэрозоля может быть направлена по ходу воздуха, запрещается направлять струю против хода воздуха.

Чтобы не допустить образование капель воды на поверхности оборудования необходимо оставлять минимальное расстояние от форсунки до ближайшего препятствия (вентилятора, колена, фильтра третьей ступени, датчика влажности, воздухоохладителя), которое должно быть больше длины L, требуемой для полного испарения капель. Длина L зависит от температуры и относительной влажности воздуха, скорости его движения, расхода воды через форсунку. Она определяется в зависимости от скорости движения воздуха, конечного значения относительной влажности воздуха и направления струи аэрозоля по отношению к направлению потока воздуха по формуле:

$$L = \upsilon(k_1 + k_2 \frac{100}{100 - \varphi_{вк}}), \qquad (8.8)$$

где L — длина, требуемая для полного испарения капель, м;

v — скорость воздуха во фронтальном сечении блока увлажнения или воздуховода, м/с,

k = 0,15 с, время, необходимое для полного испарения капель аэрозоля, если направление струи аэрозоля перпендикулярно направлению движения воздуха при скорости воздуха выше 2 м/с; если направление струи аэрозоля — под углом 20° от вертикального направления навстречу

потоку, то коэффициент следует уменьшить на 30%; если направление струи аэрозоля совпадает с направлением движения воздуха, то коэффициент следует увеличить на 100%;

k_2 = 0,8 с, коэффициент, учитывающий эффективность системы увлажнения, монодисперсность капель и равномерное распределение аэрозоля по сечению камеры или воздуховода при соблюдении всех инструкций по установке форсунок и коллекторов;

$\varphi_ж$ — относительная влажность воздуха после увлажнения, %.

Если длина, полученная из формулы, превышает длину блока увлажнения или воздуховода, то следует установить каплеуловитель.

Минимальное расстояние между форсунками — 100 мм, такое же расстояние следует выдержать между форсункой и стенками блока увлажнения или воздуховода. Минимальная высота блока увлажнения М, мм, когда струя аэрозоля направлена перпендикулярно направлению потока воздуха:

$$M = H + 180. \tag{8.9}$$

В том случае, когда увлажнитель установлен перед воздухоохладителем, необходимо предусмотреть его остановку при включенном охладителе.

Распределительные коллекторы с форсунками могут быть установлены: перед фильтром; после фильтра, перед воздухонагревателем; перед воздухоохладителем; перед вентилятором; после вентилятора; в воздуховоде (рисунок 8.34).

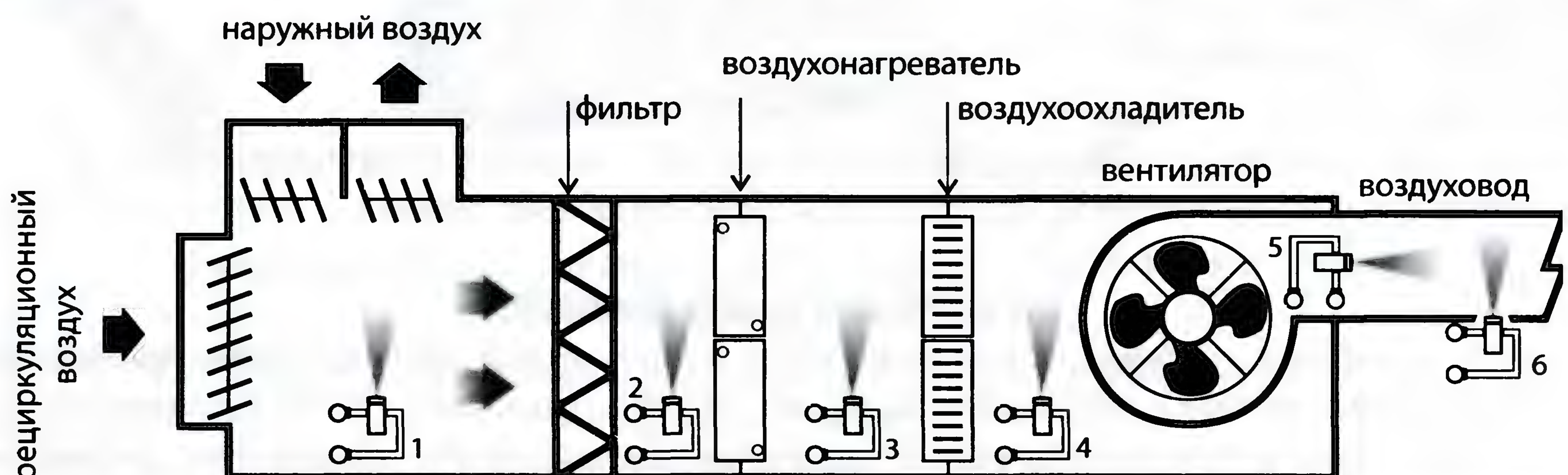


Рисунок 8.34. Возможная установка распределительных коллекторов с форсунками на сжатом воздухе в центральном кондиционере:

1 — перед фильтром; 2 — после фильтра, перед воздухонагревателем; 3 — перед воздухоохладителем; 4 — перед вентилятором; 5 — после вентилятора; 6 — в воздуховоде

Чтобы обеспечить эффективное распыление воды необходимо, чтобы через форсунки распылялось определенное количество воды, соответствующее давлению воды и сжатого воздуха, чтобы в водяной и воздушной системе трубопроводов были обеспечены определенные значения давления. При этом электронные регуляторы относительной влажности должны быть настроены на заданные значения. Номинальный расход воды через форсунку соответствует давлению воздуха 2,1 бар и давлению воды 0,35 бар.

Обычно настройка форсунок выполняется производителем, в конструкции форсунок предусмотрена возможность дополнительной настройки с помощью заднего винта, чтобы получить равномерное распыление. При подсоединении к системе водоснабжения давление в водопроводной сети должно быть от 2 до 10 бар, давление воды перед форсунками — 0,35 бар, если шкаф управления и форсунки расположены на одном уровне, и 0,35 + 0,1h если шкаф управления расположен ниже форсунок и расстояние между ними h. Давление сжатого воздуха на входе в шкаф управления 5–10 бар, давление сжатого воздуха перед форсунками — 2,1 бар. Уставки (заданное значение) относительной влажности воздуха в вытяжном воздуховоде или помещении 50%, в приточном воздуховоде — 80%.

Для реализации управляемых процессов и изменения расхода распыляемой воды предусмотрено регулирование давления сжатого воздуха от минимального значения 1,2 бар до максимального значения 2,1 бар с целью экономии воды и электроэнергии. Регулирование давления воды перед форсунками обеспечивает изменение расхода распыляемой воды в диапазоне от 50 до 100% от номинальной производительности. Используется два микропроцессорных контроллера для реализации пропорционального регулирования и ограничения по верхнему пределу относительной влажности. Датчики относительной влажности размещаются в вытяжном воздуховоде или в помещении, датчик-ограничитель максимального значения относительной влажности устанавливается после блока увлажнения так, чтобы на него не попадала струя аэрозоля, предпочтительно после воздухоохладителя, каплеуловителя или перед вентилятором.

Преимущества блоков увлажнения с воздушно-водяным распылением:
- — низкий уровень энергопотребления по сравнению с паровыми увлажнителями;
- — отсутствие стоячей воды в поддоне и подключение напрямую к системе питьевого водопровода обеспечивает гигиеническое увлажнение и высокое качество обрабатываемого воздуха;
- — гибкое и точное при пропорциональном регулировании поддержание заданного значения относительной влажности воздуха в помещении;
- — реализация управляемых процессов, обеспечивающих экономию воды и электроэнергии;
- — не требует специальной обработки воды;
- — продолжительный срок службы благодаря системе самоочищения форсунок, простое техническое обслуживание;
- — высокая надежность.

Недостатки блоков увлажнения с воздушно-водяным распылением:
- — наличие линии сжатого воздуха и компрессора соответствующей производительности;
- — значительное расстояние, необходимое для полного испарения капель.

Блок увлажнения с водяным распылением

Блоки увлажнения с водяным распылением также используются для реализации процессов адиабатного увлажнения воздуха. Распыление воды под высоким давлением (20–80 бар) осуществляется через специальные форсунки с очень малым выходным отверстием, что обеспечивает формирование тонкодисперсного аэрозоля с диаметром капель от 10 до 20 мк.

Система увлажнения с водяным распылением блока увлажнения центрального кондиционера состоит из двухсекционного шкафа управления (электрическая часть и гидравлическая часть), горизонтальных распределительных коллекторов из нержавеющей стали с распылительными форсунками, двухпозиционных электромагнитных клапанов, соединительных трубопроводов между шкафом управления и коллекторами (рисунки 8.35, 8.36). В блоке увлажнения центрального кондиционера следует предусмотреть поддон и каплеуловитель для улавливания неиспарившихся капель (рисунок 8.37).

Для распыления воды под высоким давлением применяются форсунки двух типоразмеров с диаметром сопла 0,15 или 0,20 мм, обеспечивающие расход воды соответственно 2,7 или 3,6 кг/час при давлении 70 бар. Малый размер сопла форсунки, изготовленной с использованием лазерных технологий, требует использования деминерализованной воды, чтобы исключить засорение форсунок солевым остатком и продлить срок службы блока увлажнения.

Горизонтальные распределительные коллекторы устанавливаются равномерно по живому сечению блока увлажнения на специальных стойках и раме, они образуют от 1 до 4 распределительных контуров. На каждом распределительном контуре кроме одного размещены электромагнитные клапаны (рисунок 8.38). Количество контуров зависит от глубины регулирования расхода воды. Все трубопроводы коллекторов, а также соединительные трубопроводы, клапаны и соединения должны выдерживать максимальное рабочее давление 100 бар. В качестве соединительных трубопроводов для подвода деми-

нерализованной воды от установки очистки до шкафа управления и от шкафа управления до распределительных коллекторов должны применяться трубопроводы из нержавеющей стали или медные.

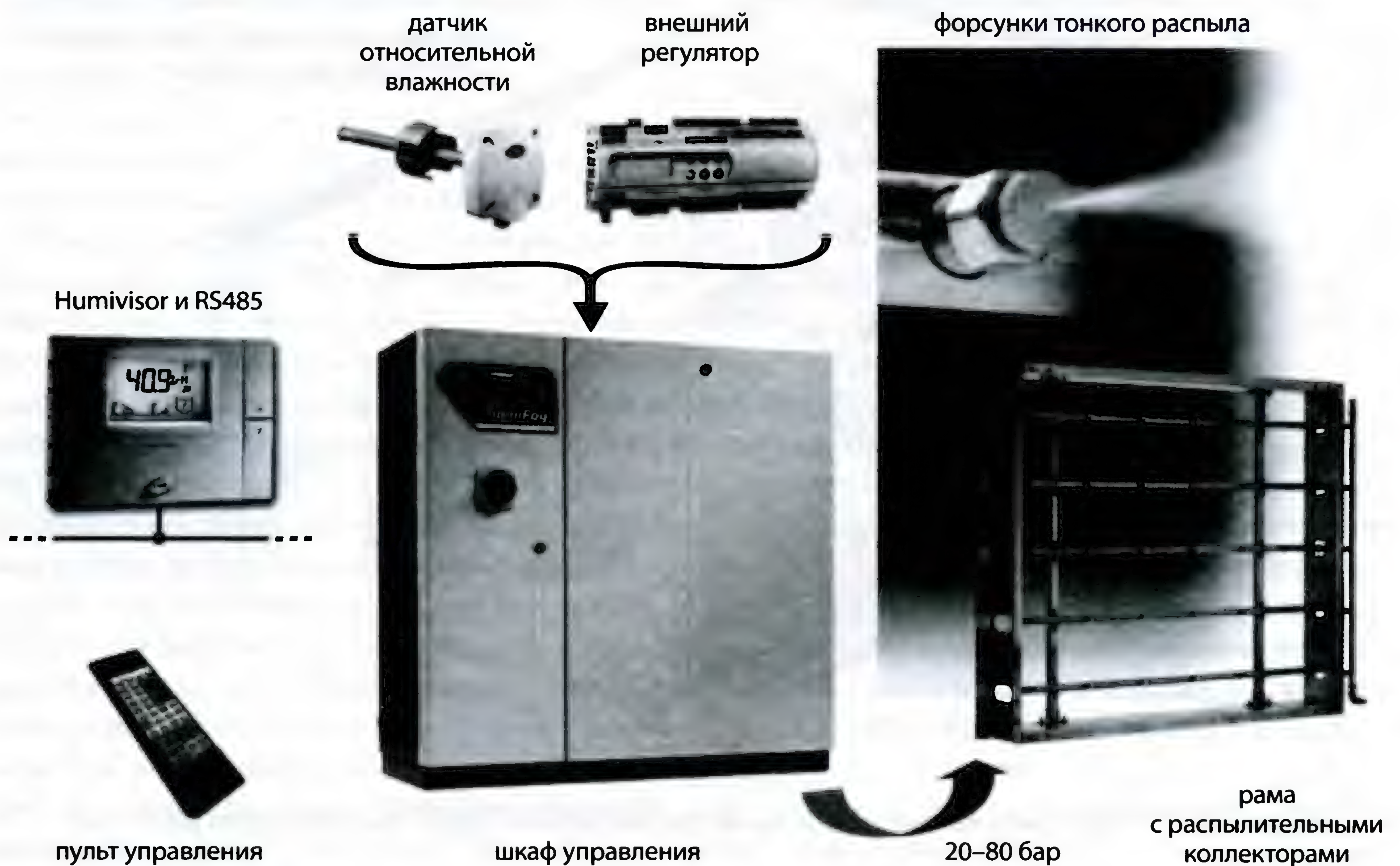


Рисунок 8.35. Система увлажнения с форсунками тонкого распыла

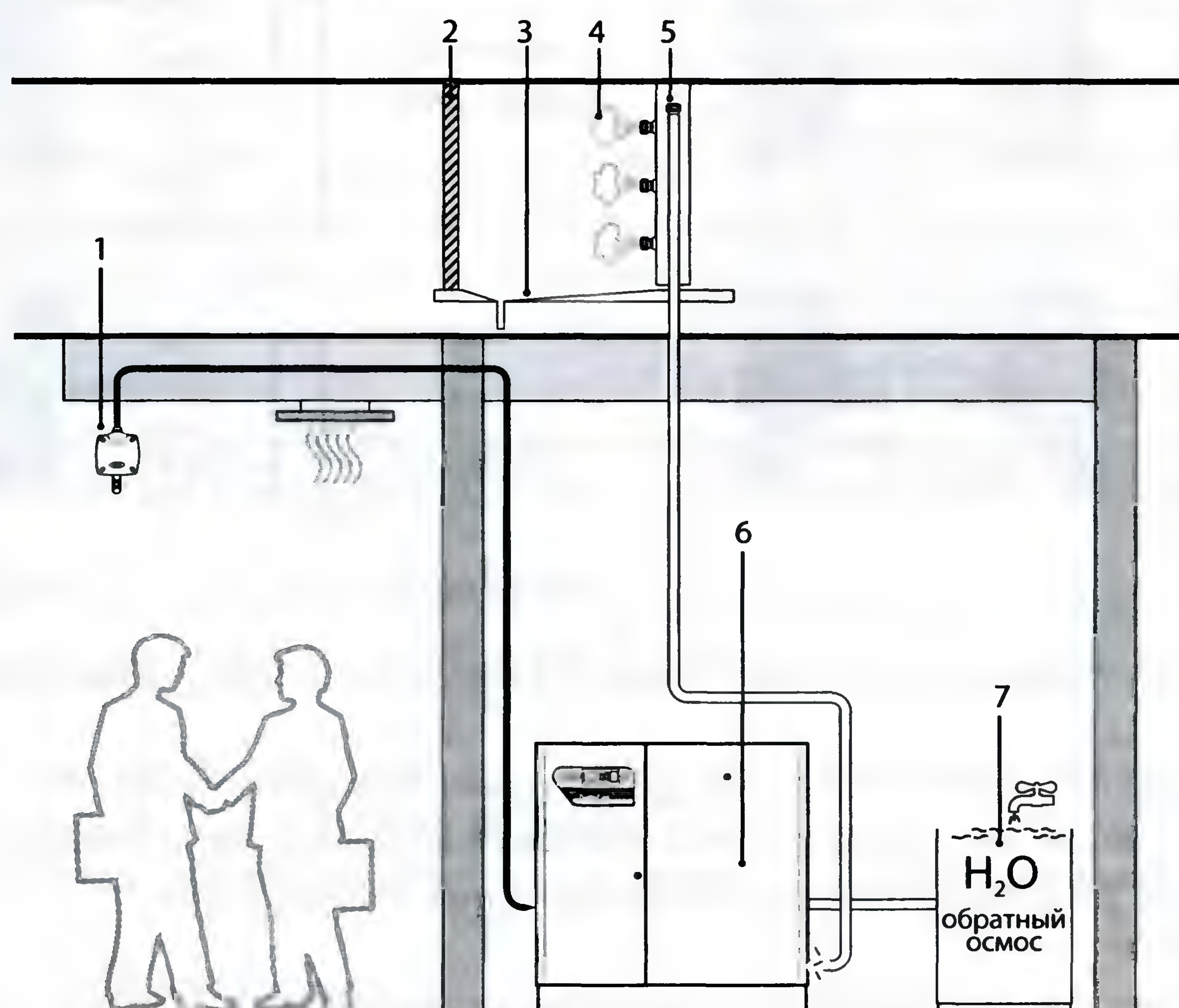


Рисунок 8.36. Схема блока увлажнения с водяным распылением:

1 — датчик относительной влажности в помещении; 2 — каплеуловитель; 3 — поддон; 4 — форсунки тонкого распыла; 5 — распределительные коллекторы; 6 — шкаф управления; 7 — устройство для водоподготовки с использованием системы обратного осмоса

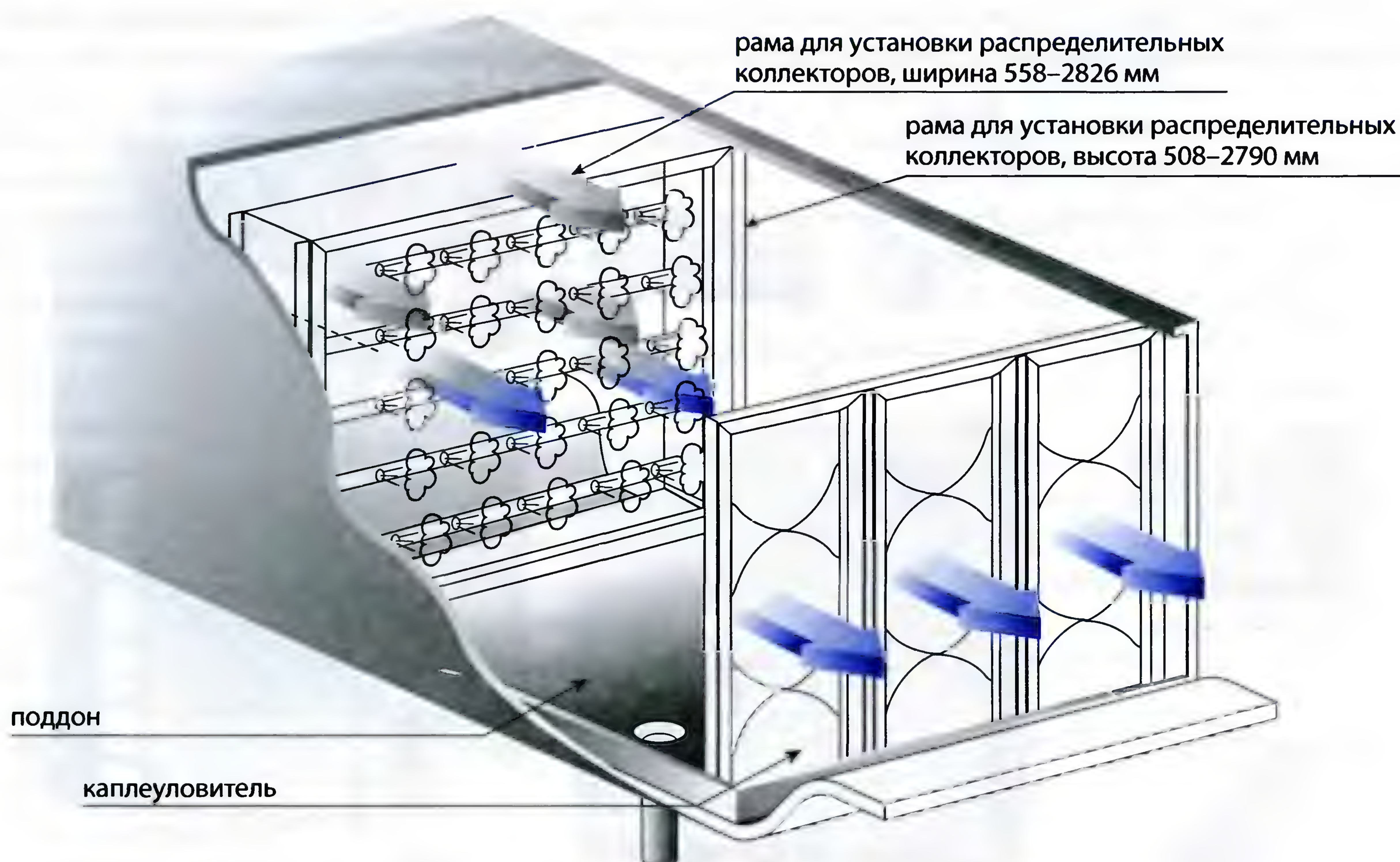


Рисунок 8.37. Блок увлажнения с водяным распылением (форсунки тонкого распыла)

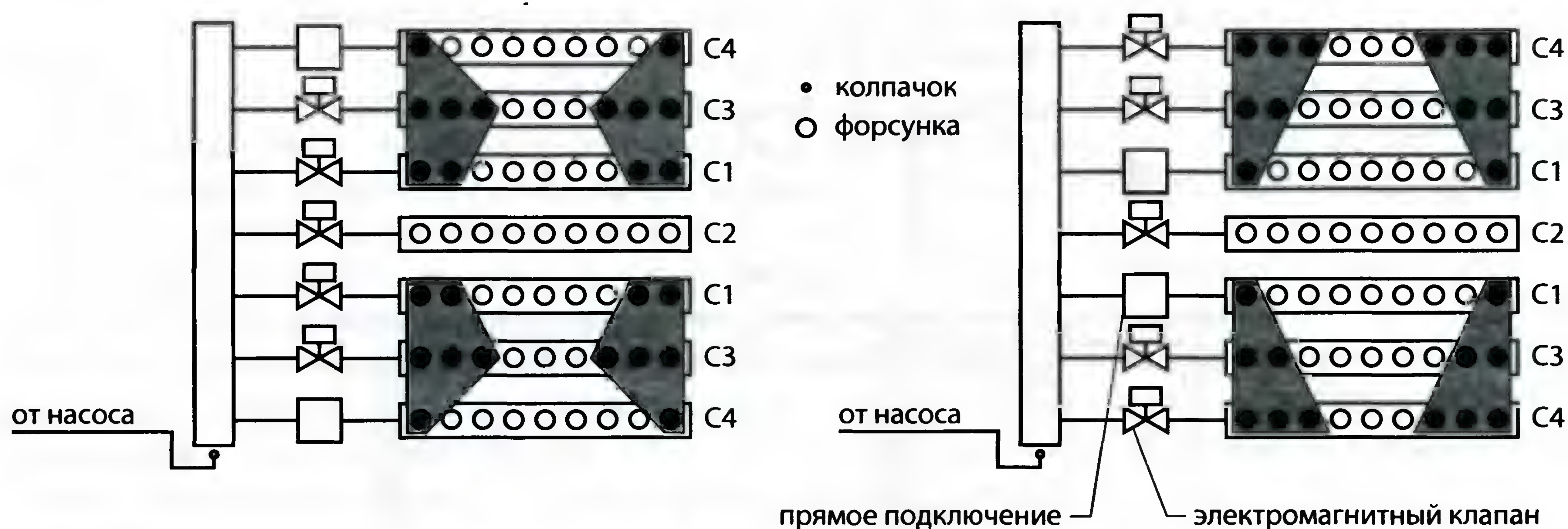


Рисунок 8.38. Распределительные коллекторы блока увлажнения с водяным распылением

Шкаф управления включает в себя следующие гидравлические компоненты:
- — поршневой насос, обеспечивающий высокие значения давления воды (расход воды 60, 120, 180, 250 или 350 кг/час) с регулируемым числом оборота электродвигателя;
- — датчик расхода воды;
- — два полипропиленовых водяных фильтра, удерживающие частицы с размером 5 мк и 1 мк;
- — манометры для измерения давления воды;
- — реле минимального давления воды перед насосом, настроенное на давление 1 бар;
- — предохранительный регулирующий клапан на 85 бар;
- — термостат, настроенный на 63°С;

— реле максимального давления воды, настроенное на максимальное давление 90 бар;
— дополнительный клапан насоса.

Качество деминерализованной воды должно отвечать требованиям, определяемым в Главе 10.

Для достижения требований к качеству воды необходима установка водоподготовки с использованием системы обратного осмоса. В медицинских учреждениях и в «чистых» комнатах предприятий электронной промышленности может использоваться дистиллированная вода, отвечающая требуемому качеству. Начальное давление деминерализованной воды перед шкафом управления должно быть равно 3–8 бар (0,3/0,8 МПа).

В блоках увлажнения с водяным распылением для реализации управляемых процессов предусмотрено плавное регулирование числа оборотов поршневого насоса в пределах от 150 до 1000 об./мин, что позволяет уменьшать расход воды до 58% от номинальной производительности. Дополнительно к плавному изменению числа оборотов насоса — ступенчатое регулирование расхода распыляемой воды путем включения или отключения трех дополнительных распределительных контуров в дополнение к одному основному. Это позволяет изменять расход воды в диапазоне от 20 до 100% от номинального значения при наличии четырех распределительных контуров. Общая схема регулирования представлена на рисунке 8.39. При наличии двух и более распределительных контуров по мере уменьшения требуемой степени увлажнения воздуха изменяются с помощью частотного преобразователя (инвертора) расход и давление воды, создаваемые насосом (рисунок 8.40). При достижении минимального заданного давления, которому соответствует расход воды, равный 58% от номинального значения, отключается один из распределительных контуров путем закрытия электромагнитного клапана и давление воды при этом повышается до максимального значения, затем расход воды и давление уменьшаются путем изменения скорости вращения электродвигателя до достижения минимального значения давления и затем переходят на следующую ступень регулирования путем отключения следующего распределительного контура. При четырех контурах на последней ступени регулирования работает один основной контур, на котором не установлен электромагнитный клапан, при этом происходит плавное уменьшение расхода и давления воды, создаваемые насосом. В обратном порядке: по мере увеличения потребности в увлажнении при достижении насосом максимального давления воды в основном контуре, открывается электромагнитный клапан одного из вспомогательных контуров. При том же значении расхода воды давление насоса падает, при увеличении числа оборотов насоса происходит увеличение расхода и давления воды до достижения максимального давления и открытия электромагнитного клапана следующего дополнительного контура.

Преимущества способа увлажнения с водяным распылением:

— реализуются управляемые процессы адиабатного увлажнения, обеспечивающие экономию воды и электроэнергии;
— отказ от воздухонагревателя второго подогрева и системы его теплоснабжения;
— не используется сжатый воздух и дополнительное оборудование: компрессор и арматура на линии сжатого воздуха;
— меньше минеральных загрязнений вносится с обработанным воздухом в помещение по сравнению с увлажнителями, использующими обычную воду;
— высокое качество обрабатываемого воздуха, исключается образование микроорганизмов и грибков;
— низкая стоимость обслуживания;
— низкое энергопотребление по сравнению с увлажнением паром при практически одинаковой стоимости установки увлажнения (стоимость установки водяного распыления только на 1% выше, чем стоимость установки с парогенератором);
— несколько типоразмеров для большой производительности;

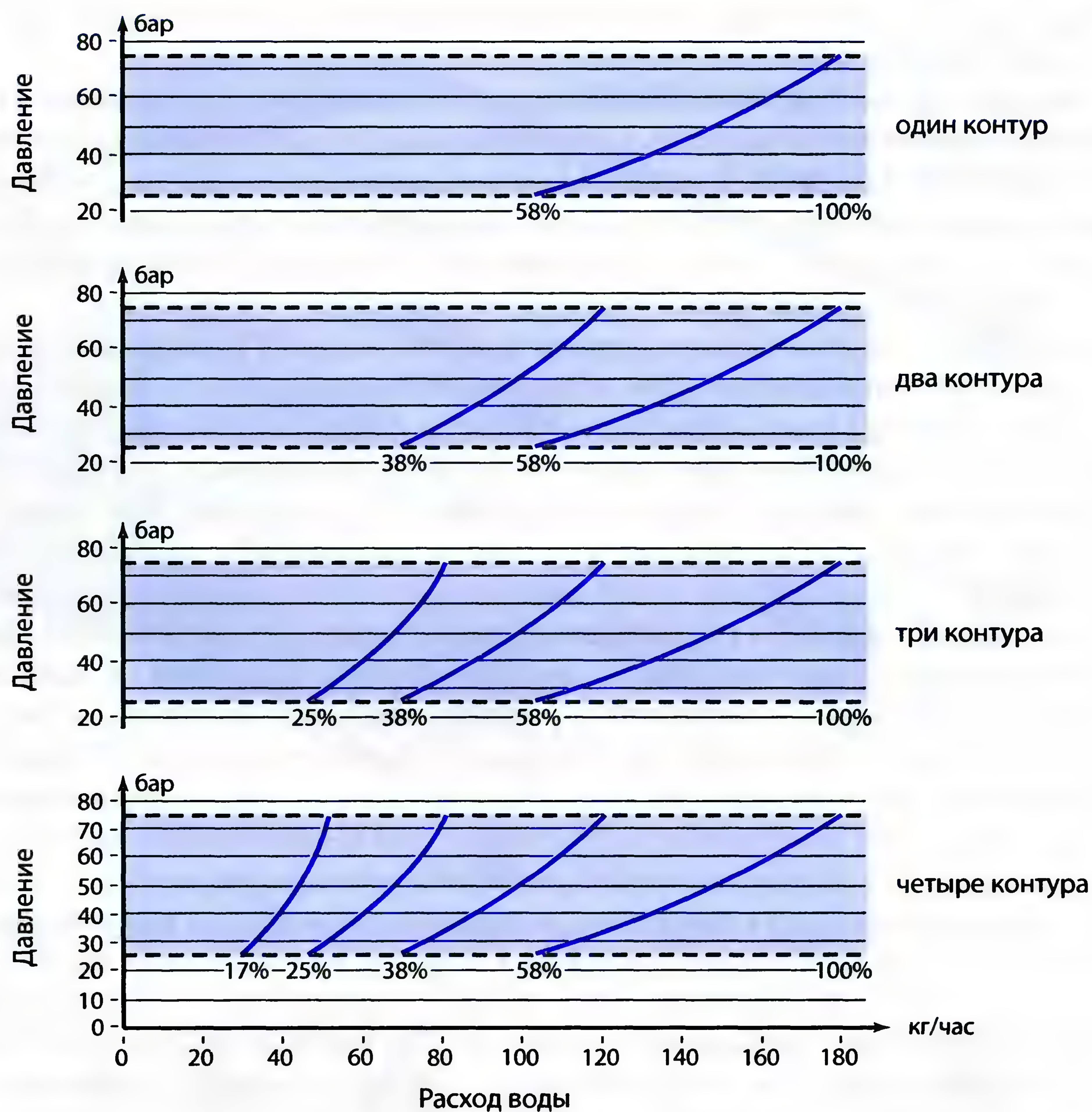


Рисунок 8.39. Диаграмма зависимости давления от расхода воды для разного количества контуров распределительных коллекторов



Рисунок 8.40. Диаграмма изменения давления воды перед форсунками и расхода воды при регулировании производительности блока увлажнения с водяным распылением

— ниже уровень шума, чем в установках с компрессором сжатого воздуха;

— возможность встраивания системы увлажнения в реконструируемую систему кондиционирования воздуха;

— микропроцессорное управление, обеспечивающее высокую точность поддержания заданного значения относительной влажности воздуха в помещении.

Недостатки способа увлажнения с водяным распылением:

— требуется специальная обработка воды и установка для ее обработки;

— высокое давление воды, специальные требования к системе трубопроводов.

Ультразвуковые увлажнители воздуха

Ультразвуковые увлажнители воздуха работают по принципу сверхзвукового затуманивания. В электрической схеме с помощью трансформатора создается переменный ток с напряжением 48 v и высокой частотой 1,65 MHz. Высокочастотный электрический сигнал подается на установленный в водяной ванне вибратор, который преображает его в высокочастотные механические колебания. Поверхность вибратора колеблется с такой высокой скоростью, что вода из-за сил инерции не успевает оседать и выстраивается сразу же после включения прибора в водяной столб над вибратором. Во время отрицательной амплитуды вибратора вода не успевает за быстрыми движениями вибратора, вследствие чего возникает моментальный вакуум. Затем возникают пузырьки воздуха, которые в период положительной амплитуды всплывают на край водяного столба и там сталкиваются друг с другом с большой силой. При этом мельчайшие частицы воды распыляются на границе воздушного столба (рисунок 8.41). Над поверхностью воды возникают перекрестные волны из-за фокусирования звуковых волн, в центре которых растворяются мельчайшие водяные капельки и создается туман, который сразу же увлекается воздушным потоком. Ультразвуковые увлажнители распыляют воду на мельчайшие капли (≤0,001 мм). Создаваемый таким образом туман (аэрозоль) отбирает у окружающего воздуха теплоту и изменяет свое агрегатное состояние из жидкого в газообразное. Воздух при этом увлажняется. Если наружный воздух в холодное время года предварительно подогреть, то воздух будет увлажняться и охлаждаться при использовании воды из водопровода, температура которой будет близка к температуре мокрого термометра воздуха на входе в блок увлажнения, процесс будет близок к адиабатному. Если температура воды выше начальной температуры воздуха, то возможно увлажнение и нагревание воздуха.

Система увлажнения с ультразвуковым распылением блока увлажнения центрального кондиционера состоит из внешнего шкафа управления (электрическая часть), модулей затуманивания, устанавливаемых равномерно по сечению блока увлажнения и внешней гидравлической части (рисунок 8.42). В модулях затуманивания находятся водяные резервуары, выполненные из нержавеющей стали, на дне которых помещены вибраторы, подключенные к электрической схеме. Уровень воды в резервуарах поддерживается постоянным, чтобы не допустить повреждения вибратора, с помощью поплавковых переключателей и электромагнитного клапана, устанавливаемого в отдельном отсеке водообеспечения модуля затуманивания.



Рисунок 8.41. Принцип работы ультразвукового увлажнителя

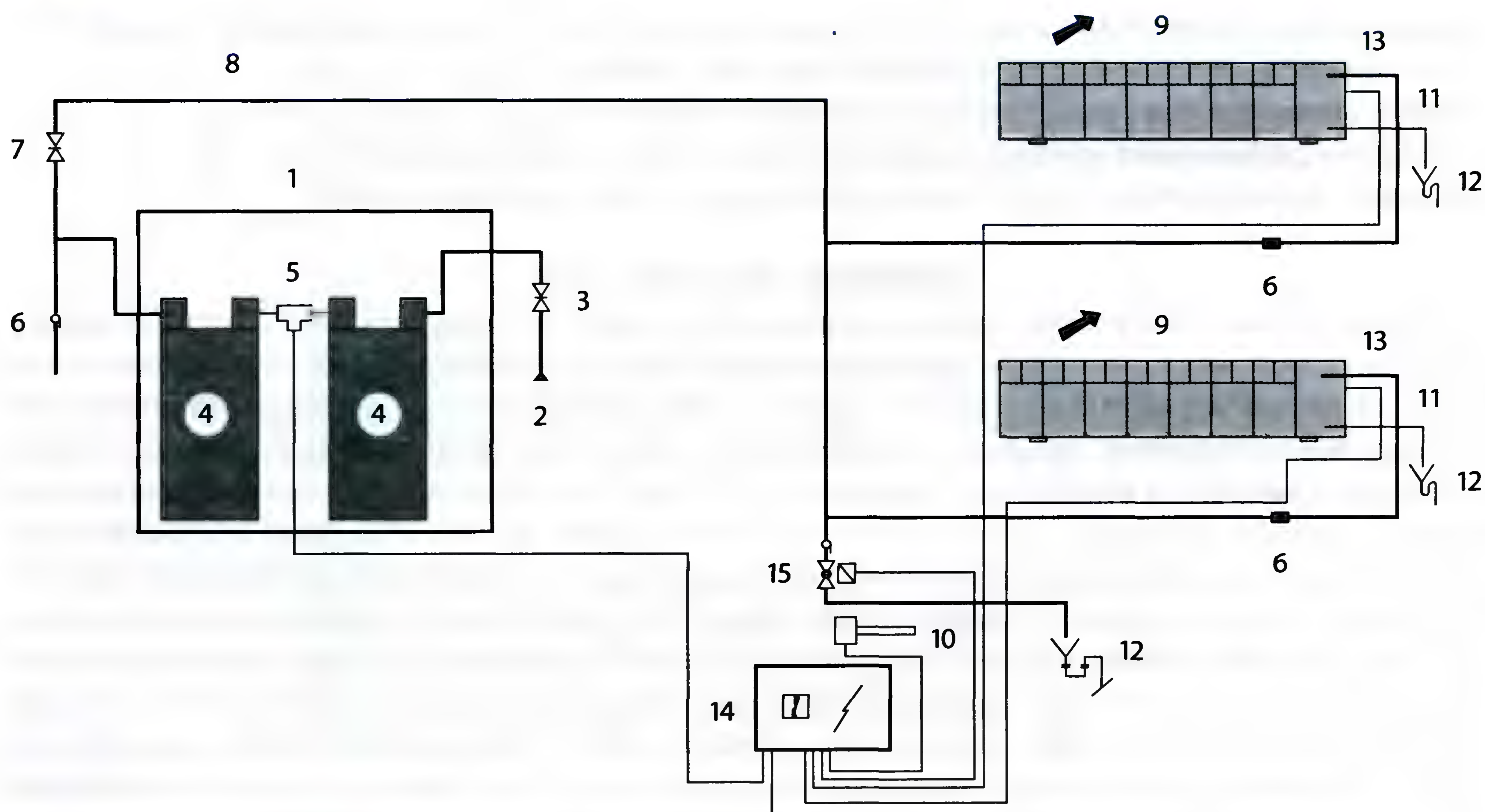


Рисунок 8.42. Схема установки ультразвукового увлажнения:

1 — оборудование водоподготовки; 2 — подвод воды из водопровода 2–6 бар; 3 — запорный кран мин. 1"; 4 — ионообменный фильтр; 5 — измерительный прибор ПВХ; 6 — кран ПВХ; 7 — запорный вентиль на обработанной воде; 8 — трубопровод обработанной воды ПВХ; 9 — ULTRASONIC модуль; 10 — гигростат; 11 — переливная труба; 12 — слив; 13 — подвод обработанной воды; 14 — шкаф управления ULTRASONIC; 15 — клапан для автоматической промывки фильтров-ионообменников

Если уровень воды в резервуаре упадет ниже контрольного, то поплавковый переключатель № 1 открывает электромагнитный клапан, чтобы наполнить емкость водой. Когда восстановится требуемый уровень воды в резервуаре, поплавковый переключатель № 1 закрывает электромагнитный клапан. Если уровень воды в резервуаре продолжает опускаться и достигнет нижнего контрольного уровня, то срабатывает поплавковый переключатель № 2 и внешнее реле в шкафу управления, которое отключает электрическое питание вибратора. Имеется также защита от перегрева воды, если температура воды достигнет максимального значения, то термозащитное устройство отключает питание вибратора. Резервуары снабжены переливным и спускным патрубком. К модулю затуманивания необходимо подвести обработанную воду, подключить дренажный и переливной трубопроводы, электрические кабели от шкафа управления. Внешняя гидравлическая часть включает в себя ручные запорные клапаны, два ионообменника и устройство контроля качества воды, сигнал от которого поступает в шкаф управления. Установка модулей затуманивания осуществляется с помощью консолей, прикрепленных к боковым стенкам блока увлажнения центрального кондиционера. Модули затуманивания должны быть распределены равномерно по сечению блока увлажнения, чтобы получить равномерное распределение тумана (рисунок 8.43). В блоке увлажнения центрального кондиционера следует предусмотреть поддон и каплеуловитель для улавливания неиспарившихся капель. Блок увлажнения и поддон для сбора неиспользованной на увлажнение воды должны иметь длину, равную длине, требуемой для полного испарения капель (рисунок 8.44).

Технические характеристики модулей затуманивания HSU DU фирмы Carel представлены в таблице 8.10.

Таблица 8.10. Технические характеристики модулей затуманивания HSU DU фирмы Carel

Модель	HSU 01 DU	HSU 02 DU	HSU 03 DU	HSU 05 DU	HSU 06 DU	HSU 07 DU	HSU 08 DU	HSU 10 DU	HSU 14 DU	HSU 18 DU
Производительность, кг/час	1,2	2,4	3,6	4,8	6,0	7,2	8,4	9,6	14	18
Количество элементов	2	4	6	8	10	12	14	16	24	30
Трансформатор	0/208/230/460V±10 -50/60Гц- 0/24/49,5V									
Мощность трансформатора, VA	400	400	630	630	630	1000	1000	1000	1350	1350
Вес, кг	1,5	2,2	2,9	3,6	4,3	5,1	5,8	6,5	11	13
Длина, мм	220	340	460	580	700	820	940	1060	785	950

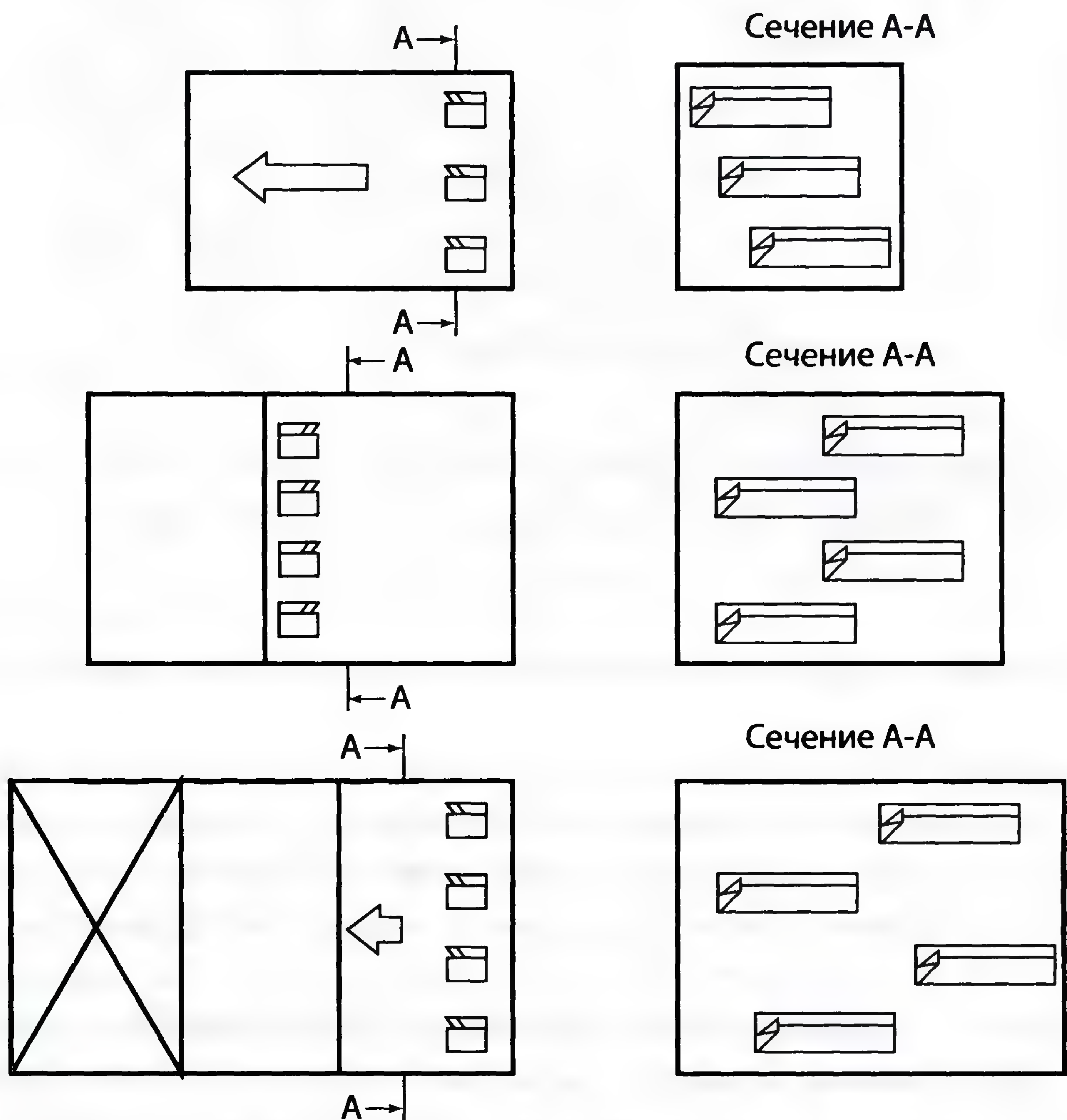


Рисунок 8.43. Схема установки модулей ультразвукового увлажнителя в блоке увлажнения

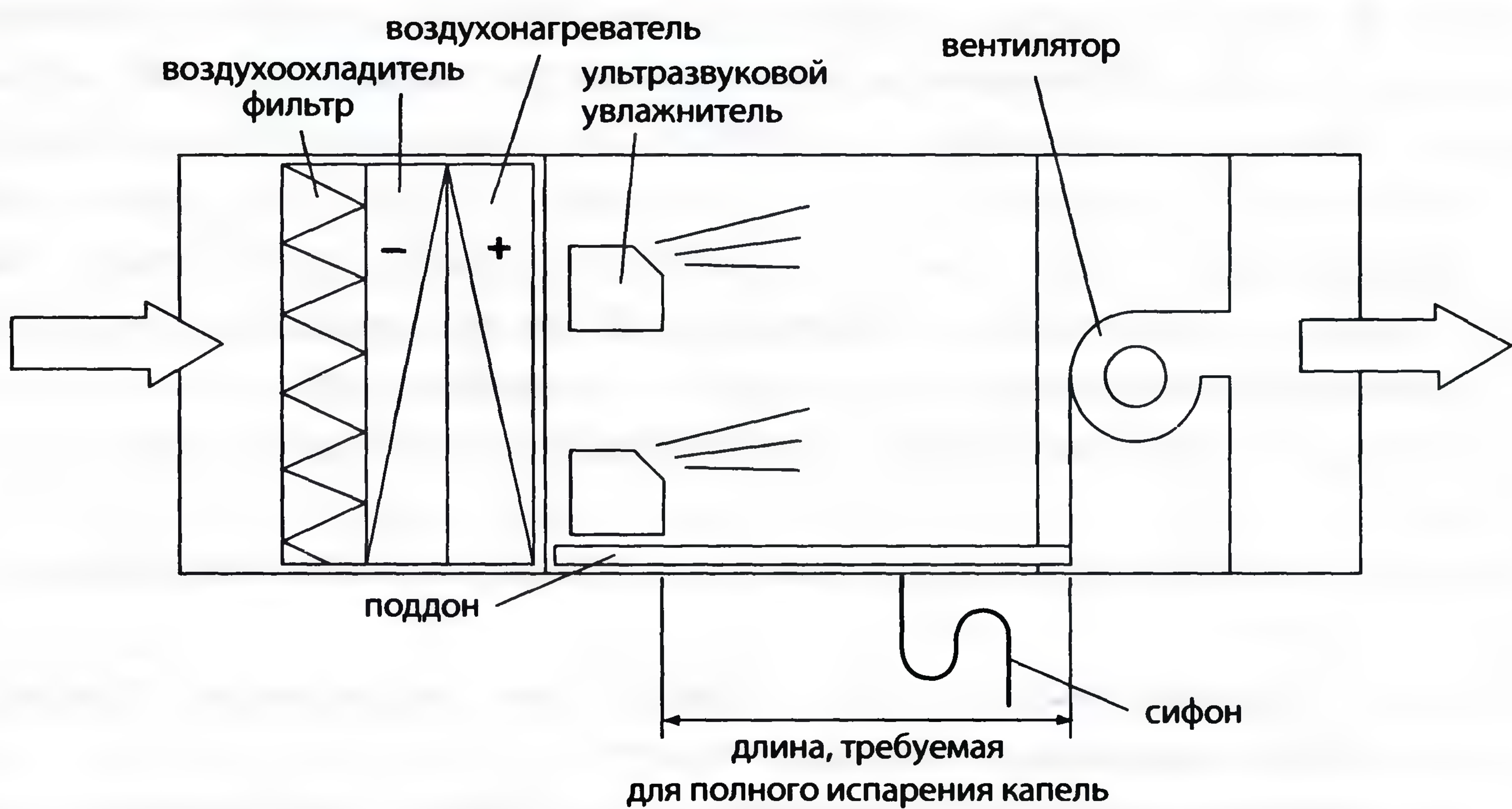


Рисунок 8.44. Схема компоновки центрального кондиционера с блоком ультразвукового увлажнителя

Длина, требуемая для полного испарения капель, зависит от различных факторов: температуры воздуха, относительной влажности воздуха, скорости движения воздуха, равномерного распределения тумана в воздушном потоке. Она определяется по диаграмме на рисунке 8.45 в зависимости от скорости движения воздуха и относительной влажности воздуха после увлажнения при температуре воздуха от 18°С до 24°С.

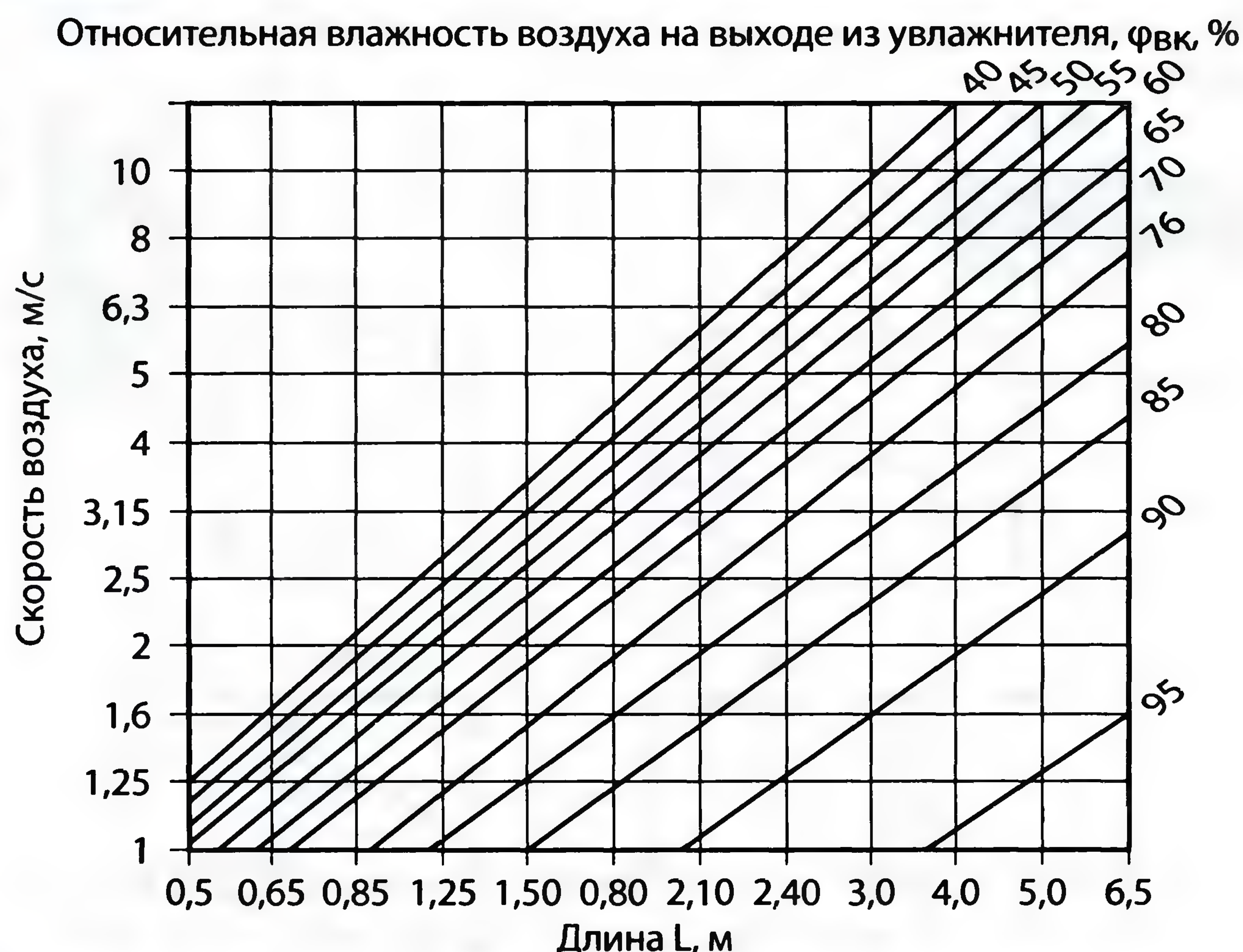


Рисунок 8.45. Длина, требуемая для полного испарения капель в блоке ультразвукового увлажнения

Если длина блока увлажнения не может быть выбрана достаточной для превышения длины траектории, то необходимо применение каплеуловителя. Чем ближе каплеуловитель расположен к модулю затуманивания, тем больше будут потери воды, которая будет собираться в поддоне, что нежелательно из гигиенических соображений. Скорость движения воздуха в живом сечении блока увлажнения должна быть от 1,5 до 3 м/с. Если скорость больше, то перед модулем затуманивания необходимо установить перфорированную пластину, снижающую скорость воздуха более чем на 60%. Расстояние между модулем затуманивания и поддоном должно быть не менее 100 мм. Такое же расстояние необходимо между модулем затуманивания и верхней поверхностью блока увлажнения. Пример блока ультразвукового увлажнения при расходе воздуха 43800 м^3/час представлен на рисунке 8.46.

При подсоединении к системе водоснабжения давление в водопроводной сети должно быть от 0,5 до 6 бар, максимальная температура воды на входе в парогенератор — 40°С, минимальная температура воды — 5°С. Температура воздуха — от 8–40°С, относительная влажность — не выше 90%. Удельная электропроводимость воды не должна превышать 5 μS/см, кратковременно 20 μS/см, что требует применения водоподготовки. Для подготовки воды применяется способ ионного обмена, но может также применяться мембранная технология (обратный осмос) (см. Главу 10).

Преимущества способа увлажнения с ультразвуковым распылением:

— реализуются управляемые процессы адиабатного увлажнения, обеспечивающие экономию воды и электроэнергии;
— отказ от воздухонагревателя второго подогрева и системы его теплоснабжения;
— малое энергопотребление;
— меньше минеральных загрязнений вносится с обработанным воздухом в помещение по сравнению с увлажнителями, использующими обычную воду;
— высокое качество обрабатываемого воздуха, исключается образование микроорганизмов и грибков;

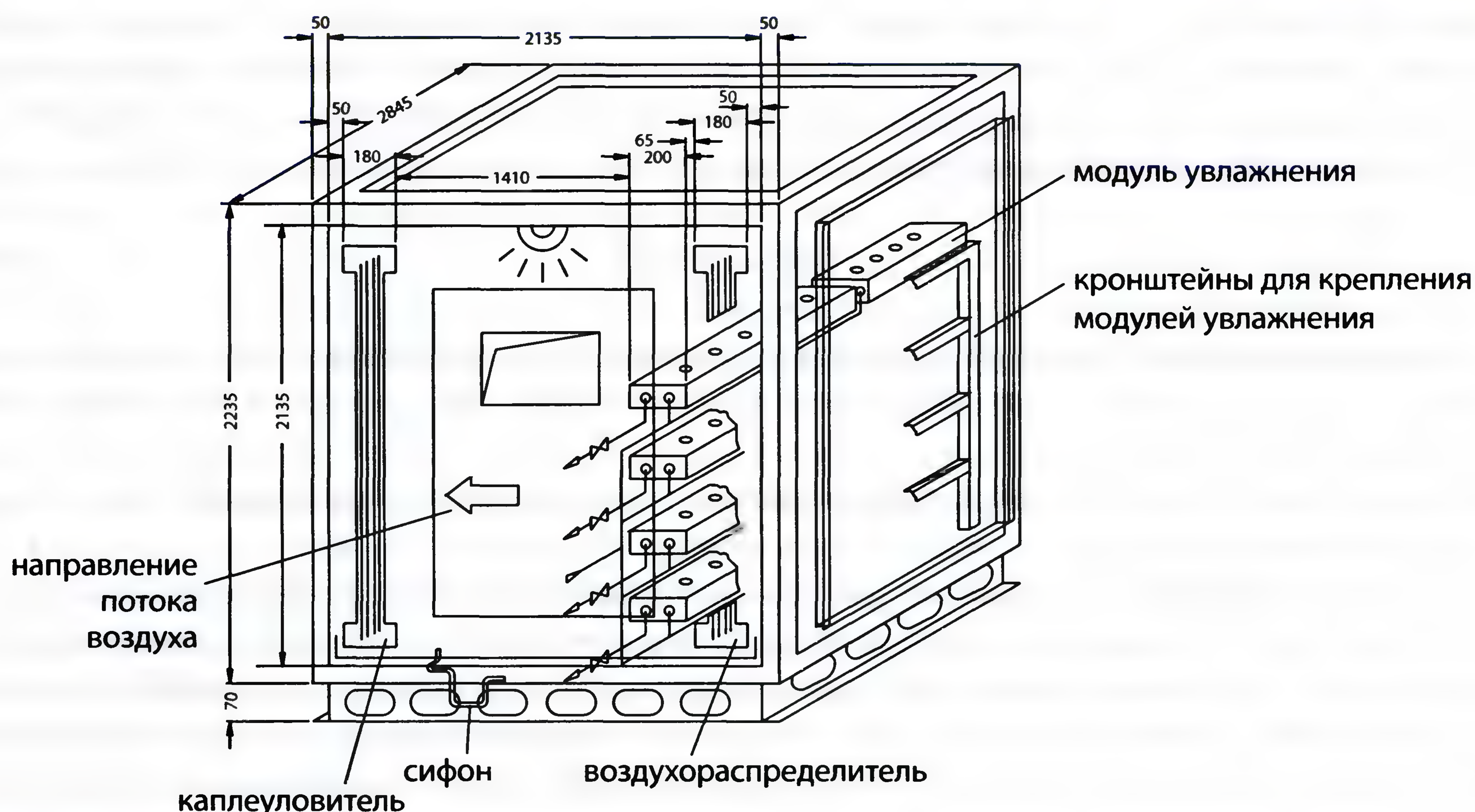


Рисунок 8.46. Блок ультразвукового увлажнения с модулями увлажнения ULTRASONIC (8 шт.):
количество воздуха — 43 800 м^3/час; мощность увлажнителя — 132 кг/час; потери давления ≈320 Па

— низкая стоимость обслуживания;
— возможность встраивания системы увлажнения в реконструируемую систему кондиционирования воздуха;
— микропроцессорное управление, обеспечивающее высокую точность поддержания заданного значения относительной влажности воздуха в помещении.

Недостатки способа увлажнения с ультразвуковым распылением:
— требуется специальная обработка воды и установка для ее обработки.

Осушение воздуха в центральных кондиционерах

Во многих случаях повышенная относительная влажность воздуха в помещении приводит к накоплению влаги в ограждающих конструкциях, что вызывает их повреждение и разрушение в условиях отрицательных температур наружного воздуха. Она также неблагоприятно сказывается на хранении материалов и изделий, следствием чего является коррозия металлических изделий, плесень на текстильных материалах и мехах, потеря окраски и появление пятен на упаковках и готовой продукции, слеживание сыпучих пищевых продуктов, разрушение музейных экспонатов и книг в хранилищах.

Поддержание заданного значения относительной влажности воздуха в помещениях со значительными влаговыделениями, таких как плавательные бассейны, бани, прачечные, моечные, подвальные помещения с плохой гидроизоляцией, влажные цеха текстильной промышленности, гальванические цеха, водохозяйственные и гидротехнические помещения, склады материалов, чувствительных к изменению относительной влажности, зоомагазины и т.д., вызывает необходимость осушения наружного воздуха в теплое время года, а иногда по требованию технологического процесса и круглогодично.

Часто в помещениях со значительными влаговыделениями, например, в бассейнах, требуемое значение относительной влажности воздуха обеспечивается ассимиляцией влаги приточным воздухом в теплый и переходный период или подогретым наружным воздухом в холодный период, имеющими более низкое влагосодержание, чем влагосодержание внутреннего воздуха. Это возможно для геогра-

фических пунктов с низким значением расчетного влагосодержания наружного воздуха для летних условий. Надо сказать, что в качестве расчетного влагосодержания наружного воздуха для теплого периода года в помещениях с контролируемой относительной влажностью воздуха, следует принимать максимальное влагосодержание для географического пункта, определяемое из выражения:

$$d_{\text{рмакс}} = d_{\text{ср}} + (2 \div 3), \tag{8.10}$$

где $d_{\text{ср}}$ — среднемесячное влагосодержание наружного воздуха, максимальное из значений за июль или август, г/кг, определяется по среднемесячным значениям температуры и относительной влажности [56].

Обычно полученное значение несколько выше, чем влагосодержание наружного воздуха с расчетными параметрами Б.

При ассимиляции влаги с использованием неосушенного воздуха изменяющиеся параметры наружного воздуха оказывают сильное влияние на относительную влажность в помещении, и для поддержания ее постоянного значения следует изменять режим работы системы вентиляции или кондиционирования воздуха в течение года. Воздухообмен в помещении, а следовательно и производительность системы вентиляции или кондиционирования воздуха, определяются при значении влагосодержания наружного воздуха, соответствующего параметрам Б для теплого периода года, или при максимальном влагосодержании наружного воздуха, что более правильно. В этом случае для ассимиляции влаги в помещении требуется достаточно большой расход приточного воздуха и связанное с этим потребление электроэнергии. При понижении влагосодержания наружного воздуха расход приточного воздуха может быть уменьшен. С целью экономии расхода электроэнергии на перемещение воздуха целесообразно применение системы с переменным расходом приточного воздуха, изменяющимся в зависимости от сигнала датчика относительной влажности в помещении: максимальное значение расхода воздуха для расчетных параметров летнего периода, минимальное — для расчетных условий холодного периода. Значительные тепловыделения в помещении ограничивают ассимиляционную способность приточного воздуха. Таким образом, использование неосушенного наружного воздуха в качестве приточного имеет ограничения по применению и возможно только в определенный период времени, когда наблюдаются низкие значения влагосодержания наружного воздуха. Этот период времени для каждого географического пункта свой и зависит от его климатических характеристик. В районах с высокими значениями влагосодержания наружного воздуха в летний период года требуется осушение наружного воздуха, которое может применяться с целью уменьшения производительности системы кондиционирования воздуха, если это экономически целесообразно — для всех климатических районов.

Существуют три способа осушения воздуха, основанные на таких физических явлениях как адсорбция, абсорбция и конденсация водяных паров.

Первый способ основан на сорбционных свойствах твердых веществ, называемых адсорбентами. Явление адсорбции заключается в поглощении паров, газов или растворенных веществ поверхностью особых твердых веществ с капиллярно-пористой структурой, таких как силикагель, алюмогель, активированный уголь и др. Адсорбенты имеют развитую внутреннюю поверхность капилляров, достигающую несколько сот и даже тысяч квадратных метров на 1 кг массы вещества. При прохождении осушаемого воздуха через слой адсорбента происходит явление капиллярной конденсации, обусловленное наличием некоторого количества жидкости в капиллярах, необходимого для образования вогнутого мениска. Парциальное давление водяных паров над вогнутой поверхностью мениска меньше, чем парциальное давление водяных паров в воздухе, поэтому происходит перенос и конденсация водяных паров из воздуха в капилляр твердого тела.

Чаще всего в системах кондиционирования воздуха применяется силикагель, представляющий собой стекловидное пористое вещество, получаемое путем обработки жидкого стекла мине-

ральной кислотой. Площадь поверхности капилляров в 1 кг силикагеля достигает 400 000 м^2, при плотности сухого силикагеля 500–650 кг/м^3 объем капилляров составляет 70%. Адсорбирующая способность силикагеля зависит от температуры осушаемого воздуха, при температуре воздуха выше 35°С способность поглощения влаги заметно уменьшается. Для осушения воздуха также может быть использован природный материал алюмогель, объем капилляров которого достигает 30% от общего объема, площадь поверхности 1 кг алюмогеля примерно 250000 м^2 при плотности сухого алюмогеля 800 кг/м^3. Алюмогель обладает более низкой поглотительной способностью по сравнению с силикагелем, его рекомендуется применять при температуре воздуха не выше 25°С.

При адсорбции конденсация водяных паров в капиллярах сопровождается выделением теплоты конденсации и теплоты смачивания. Полная удельная теплота адсорбции составляет 2930 кДж/кг, из которых около 420 кДж/кг составляет удельная теплота смачивания. Выделяющаяся теплота адсорбции повышает температуру адсорбента и осушаемого воздуха, поэтому использование такого способа целесообразно в том случае, когда надо осушить и нагреть воздух.

Слой адсорбента по мере насыщения влагой перестает поглощать влагу из воздуха и требует регенерации — восстановления адсорбционных свойств. Регенерация силикагеля производится после того, как перепад температур воздуха, поступающего на осушение и осушенного не превышает 2,0–2,5°С, так как перепад температур рассматривают как показатель интенсивности процесса поглощения влаги — чем больше перепад температур, тем лучше влагопоглотительные свойства адсорбента. Регенерация осуществляется продувкой через адсорбент нагретого воздуха. При регенерации влага, содержащаяся в капиллярах, испаряется и отводится с потоком регенерирующего воздуха, выбрасываемого в атмосферу. Продувка также способствует поддержанию в адсорбенте определенного количества влаги, обеспечивающего образование вогнутого мениска.

Данный способ осушения воздуха реализуется в роторных осушителях, принцип работы которых показан на рисунке 8.47. Регенерация осуществляется нагретым до 100–140°С вытяжным воздухом через секцию продувки, занимающую только часть поверхности диска. Роторные осушители поглощают водяной пар довольно медленно, поэтому они вращаются со скоростью менее 1 об./мин. В качестве влагопоглотителя используется силикагель и молекулярное сито 4А (ангстрема). Роторные осушители также могут использоваться для ассимиляции загрязнений, содержащихся в приточном воздухе. Недостатками этого способа являются: ограниченный срок службы адсорбента, энергетические затраты на регенерацию, связанные с подогревом вытяжного воздуха. Роторные осушители используются для защиты от коррозии крупных транспортных средств (самолетов, кораблей, грузовых автомобилей), на насосных станциях и гидротехнических сооружениях, не отапливаемых складах, в помещениях с технологическими процессами обработки гигроскопичных веществ, крытых ледяных катках.

Второй способ основан на сорбционных свойствах растворов определенных солей, называемых абсорбентами. В качестве абсорбентов используются соли хлористого натрия, хлористого кальция и хлористого лития. Над поверхностью раствора находится меньше молекул воды (растворителя), чем над поверхностью чистого растворителя из-за более сильного притяжения между молекулами растворителя и растворенного вещества. Поэтому парциальное давление над поверхностью раствора всегда ниже, чем над поверхностью чистой воды. Чем выше концентрация раствора, тем ниже парциальное давление водяных паров над поверхностью раствора. Разность парциальных давлений в осушаемом воздухе и над поверхностью абсорбента вызывает поток водяных паров к поверхности и их конденсацию, в результате чего воздух осушается. Осушение воздуха сопровождается его охлаждением. Подбирая температуру и концентрацию раствора, можно осуществить достаточно глубокое осушение воздуха при незначительном охлаждении. Способ реализуется в контактных теплообменниках — оросительных камерах и аппаратах с насадкой, в которых используется раствор хлористого лития — и применяется в системах регенерации теплоты уда-

ляемого воздуха. Способ может использоваться на молокозаводах, в винных и пивных погребах, морозильных камерах, овощехранилищах, так как раствор хлористого лития обладает бактерицидными свойствами.

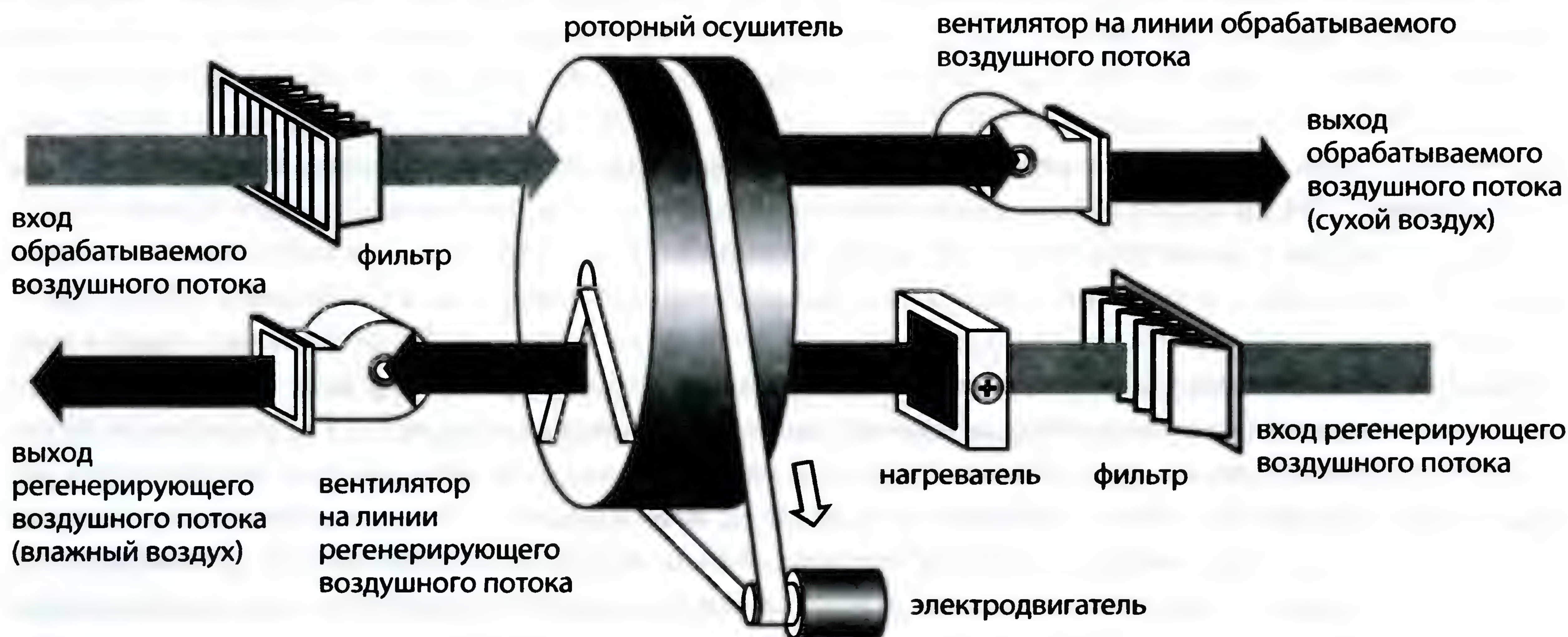


Рисунок 8.47. Принцип работы роторного осушителя

Третий способ основан на явлении конденсации водяных паров при охлаждении воздуха до температуры ниже точки росы начального состояния воздуха. Охлаждение воздуха с осушением может осуществляться при контакте его с холодной водой в камерах орошения или в поверхностных воздухоохладителях, в том числе и фреоновых. Часто возникает необходимость в нагревании осушенного воздуха перед подачей его в помещение, что может быть реализовано в конденсаторе холодильной машины. Таким образом, для осушения воздуха может быть использована парокомпрессионная холодильная машина. Воздух, перемещаемый с помощью вентилятора, последовательно проходит испаритель холодильной машины и воздухонагреватель. Схема такого осушителя представлена на рисунке 8.48. В качестве воздухонагревателя используется воздушный конденсатор холодильной машины или поверхностный теплообменник, соединенный водяным контуром с водяным конденсатором холодильной машины. Данный способ нашел применение в системах кондиционирования воздуха бассейнов, сушке древесины и изделий из нее, в музейных и библиотечных хранилищах, размещаемых зачастую в сырых подвалах, прачечных, зрительных залах.

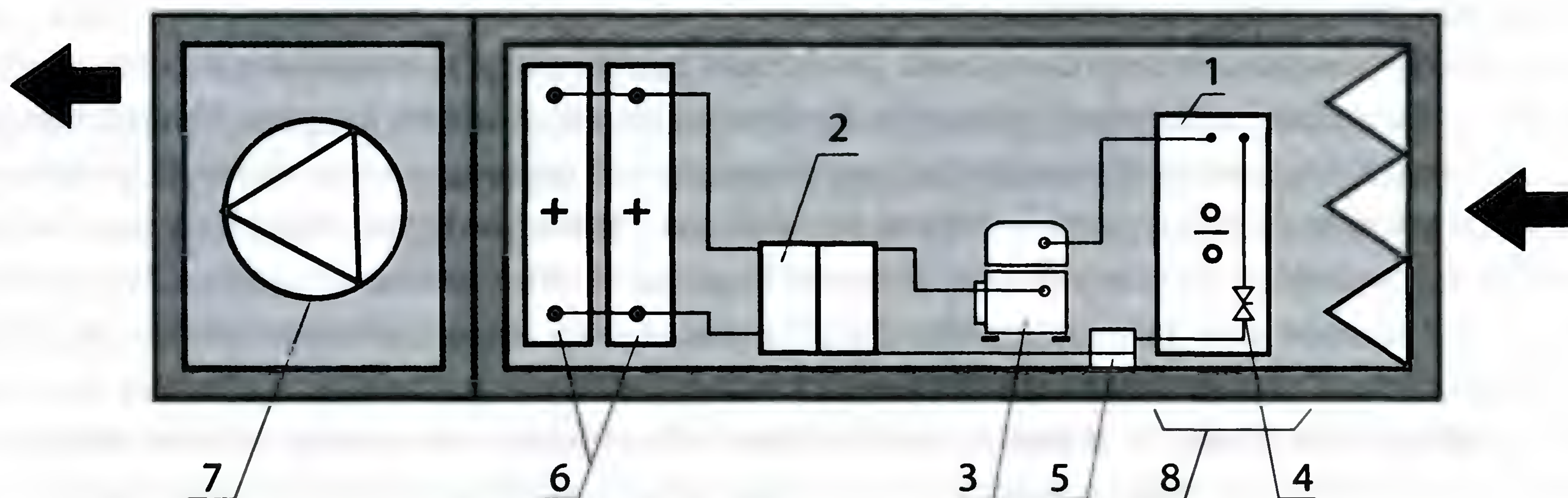


Рисунок 8.48. Осушитель воздуха:

1 — воздухоохладитель (испаритель холодильной машины); 2 — водоохлаждаемый конденсатор; 3 — компрессор; 4 — ТРВ; 5 — фильтр-осушитель; 6 — воздухонагреватель; 7 — вентилятор; 8 —поддон для сбора конденсата

Теплообменники для утилизации и регенерации теплоты

Низкопотенциальную теплоту, содержащуюся в воздухе, удаляемом системами местной и общеобменной вентиляции в зданиях любого типа, можно использовать для нагревания наружного воздуха в системах вентиляции и кондиционирования воздуха с целью снижения расхода теплоты на обработку приточного воздуха в холодное время года. В жилых и общественных зданиях источником низкопотенциальной теплоты также может служить вода, охлаждающая конденсаторы холодильных машин, сточная вода от технологического оборудования банно-прачечных комбинатов, предприятий общественного питания, бассейнов. В производственных зданиях источником низкопотенциальной теплоты являются отходящие газы от котлов, газовых и электрических печей, вода или воздух, охлаждающие технологическое оборудование, нагретые материалы или продукцию. Для утилизации и регенерации низкопотенциальной теплоты используются теплообменники или тепловые насосы. Теплообменники применяются в том случае, если параметры источника теплоты выше, чем параметры потребителя, тепловые насосы позволяют повысить потенциал источника за счет подвода энергии извне. В теплое время года, когда в помещении, оборудованном системой кондиционирования воздуха, температура воздуха ниже, чем температура наружного воздуха, есть возможность несколько уменьшить расход холода на охлаждение наружного воздуха, применяя теплообменники-теплоутилизаторы, подобранные для холодного периода года. При этом наружный воздух передает теплоту воздуху, удаляемому из помещения, и предварительно охлаждается.

Теплообменники получили название теплоутилизаторы, а процесс использования теплоты низкопотенциальных источников — теплоутилизация. Под утилизацией теплоты понимается использование вторичной теплоты технологических установок, которая не может быть использована в самом технологическом процессе, для других потребителей, в частности в системах отопления, горячего водоснабжения, приточной вентиляции и кондиционирования воздуха. В системах кондиционирования воздуха жилых и гражданских зданий более правильным следует называть этот процесс регенерацией теплоты удаляемого воздуха, так как теплота помещения возвращается в то же помещение с приточным воздухом. В промышленных зданиях это может быть и регенерация теплоты удаляемого воздуха системами местной и общеобменной вентиляции и утилизация теплоты технологических выбросов.

По принципу действия различают следующие теплообменники:

— рекуперативные теплообменники, в которых теплообмен между средами происходит через разделяющую стенку;
— контактные теплообменники, в которых тепломассообмен между теплообменивающими средами происходит при непосредственном контакте между средами;
— регенеративные теплообменники, в которых теплота передается от греющей среды материалу насадки, а затем — от насадки нагреваемой среде.

Рекуперативные теплообменники могут быть воздуховоздушные и водовоздушные.

Пластинчатые воздуховоздушные теплообменники

В пластинчатых теплообменниках передача теплоты от удаляемого воздуха к приточному воздуху осуществляется через пластины, которые выполняются из металлических или неметаллических материалов (рисунок 8.49). В теплообменнике с металлическими пластинами полная или явная теплота передается от удаляемого к приточному воздуху, в теплообменнике с неметаллическими пластинами из пористых материалов одновременно передается полная теплота и поток влаги. По сравнению с другими теплоутилизаторами, пластинчатые теплообменники имеют следующие преимущества: простота конструкции, отсутствие, либо минимум перетоков, малое аэродинамическое сопротивле-

ние при движении теплообменивающихся потоков, простота и надежность эксплуатации, высокий коэффициент эффективности теплообмена, особенно в условиях передачи полной теплоты, обусловленный также отсутствием промежуточного теплоносителя или аккумулирующей массы. Некоторые конструкции пластинчатых теплообменников позволяют использовать теплоту газовоздушных смесей с температурой до 200°С.



Рисунок 8.49. Принцип работы пластинчатого теплообменника

Чаще всего применяют пластины из алюминия (по отдельному заказу из окрашенного алюминия или нержавеющей стали), могут также быть использованы пластины из неметаллических пористых материалов, способных впитывать и отдавать влагу. Известны два типа влагопроницаемых пластин.

Пластины первого типа, выполненные из обработанной бумаги, проводят поток влаги через поверхность благодаря наличию разности парциальных давлений водяных паров в удаляемом и приточном воздухе. Такие теплообменники имеют среднее значение коэффициента эффективности по скрытой теплоте от 0,3 до 0,4.

В теплообменниках второго типа применяются гидрофильные химические вещества, заключенные между очень тонкими влагопроницаемыми пластмассовыми пластинами. В теплообменниках этого типа достигается более высокое значение коэффициента эффективности по скрытой теплоте. Применение влагопроницаемых пластин дает возможность не только нагревать, но и увлажнять наружный воздух, хотя в области низких температур интенсивность испарения влаги будет ниже, чем при ее конденсации в потоке удаляемого воздуха.

В том случае, когда нет необходимости в увлажнении наружного воздуха, с целью повышения температуры нагреваемого воздуха на выходе из теплообменника применяют специальные пластины, изготовленные из капиллярно-пористого материала — полихлорвинила (минипласт). Такие пластины способны не только впитывать образующийся конденсат, но и обеспечить его сток внутри диффузионного пространства. Каналы, ограниченные пористыми поверхностями служат для прохода удаляемого воздуха, а стенки каналов для прохода наружного воздуха образованы влагонепроницаемой поверхностью, которая создается с помощью влагонепроницаемой пленки. Подобная конструкция теплообменника дает возможность осуществления процесса тепломассообмена с конденсацией влаги на капиллярно-пористых стенках каналов, а нагревание наружного воздуха в режиме «сухого» теплообмена, исключая затраты тепловой энергии на испарение влаги в канале приточного воздуха.

Одним из возможных способов решения проблемы обмерзания является использование пластинчатых теплообменников с гигроскопичными пластинами, в которых обмерзание либо отсутствует, либо наступает при более низких температурах наружного воздуха. Рациональное использование теплоты конденсации водяных паров в удаляемом воздухе, величина которой при определенных режимах работы может достигать 30% от общего количества передаваемой теплоты, позволяет существенно увеличить диапазон температур наружного воздуха, при которых обледенения пластин не происходит, повысить коэффициент эффективности теплообменника. Кроме того, в таких теплообменниках можно практически исключить режим «захлебывания».



Фото 8.8. Блок регенерации теплоты с пластинчатым теплообменником

Могут использоваться в теплообменниках также Al–Zn пластины, что обеспечивает их высокую коррозийную стойкость. Для работы в агрессивных средах имеется возможность использования пластин, имеющих дополнительное синтетическое покрытие. Корпус теплообменника, его внутренние и наружные поверхности изготавливаются из оцинкованной стали и также могут иметь дополнительную многослойную окраску.

Поверхности для прохода воздуха образуют гладкие или профилированные пластины. С целью увеличения площади теплообменной поверхности пластины выполняются профилированными или между гладкими пластинами устанавливаются изогнутые пластины с треугольным, U- или М-образным профилем, которые создают каналы для прохода потоков воздуха таким образом, что каждый поток удаляемого и приточного воздуха делится на несколько несмешиваемых потоков. Через наклонные стенки каналов нет прямого контакта теплообменивающихся сред, они передают теплоту путем теплопроводности и работают как прямые ребра. Расстояние между пластинами может изменяться от 2,0 мм до 6 мм для малых моделей, от 4 до 12 мм — для больших моделей. При изменении расстояния между пластинами изменяется величина поверхности теплообмена, а следовательно, коэффициент эффективности теплообменника, потери давления и экономические показатели. При подборе теплообменника возможно изменять расстояние между пластинами. Например, производитель пластинчатых теплообменников Hovel для каждого типоразмера предлагает несколько вариантов расстояния между пластинами:

R — малое расстояние (очень высокая эффективность);

X — среднее расстояние (высокая эффективность);

L — большое расстояние (средняя эффективность);

W — очень большое расстояние (низкая эффективность).

В таблице 8.11 приведены расстояния между пластинами для двух конструкций теплообменников: N — открытого типа, когда отсутствуют разделяющие изогнутые пластины, и F-канального типа, когда пластины имеют U-образный профиль. Модульная конструкция теплообменников позволяет в соответствии с требуемой производительностью формировать блоки длиной от 0,7 м до 2,7 м, шириной от 0,7 м до 4,0 м и производительностью по воздуху от 1300 до 72000 м³/час.

Таблица 8.11. Номинальные расстояния между пластинами пластинчатых теплообменников Hovel

Расстояние	Конструкция открытого типа N							
	040	050	060	070	085	120	140	170
R	–	2,6	3,0	3,3	3,9	5,0	5,3	6,3
X	3,0	3,5	4,0	4,3	5,1	6,3	6,3	–
L	–	4,4	5,0	5,3	6,3	–	–	–
W	–	–	6,3	6,3	–	–	–	–

Расстояние	Конструкция канального типа F				
	100	120	150	200	240
X	4,0	5,6	6,2	9,5	12,0
L	5,6	7,2	9,5	12,0	–

Движение теплообменивающихся потоков в пластинчатых теплоутилизаторах может быть организовано по прямоточной, противоточной и перекрестной схеме. Самое высокое значение коэффициента эффективности достигается при противоточной схеме. Чаще всего применяется перекрестная схема движения потоков воздуха, так как применение противоточной схемы движения осложнено необходимостью обеспечения герметичности воздушных распределительных камер. Среднее значение коэффициента эффективности при перекрестной схеме составляет от 0,5 до 0,8.

Пластинчатые теплообменники обладают повышенным значением коэффициента эффективности, герметичностью, надежностью и пониженным аэродинамическим сопротивлением. Перепад давления не должен превышать 300 Па, рекомендуемое значение от 150 до 200 Па. Предпочтительна установка теплообменника так, чтобы каналы для прохода воздуха были расположены вертикально или под углом, чтобы обеспечить свободное удаление конденсата под действием гравитационных сил. В центральных кондиционерах применяют установку пластинчатых теплообменников в диагональном исполнении (рисунок 8.50 А). Конденсат отводится с поверхности теплообмена и собирается в алюминиевом поддоне с патрубком для присоединения к дренажной системе. Конструкция характеризуется отсутствием загрязнения внутренних поверхностей на протяжении всего срока эксплуатации, что исключает необходимость частого технического обслуживания. Теплообменники предусматривают реверсивный режим передачи теплоты, могут использоваться для небольшого понижения температуры приточного воздуха в теплое время года с целью уменьшения нагрузки на воздухоохладитель.

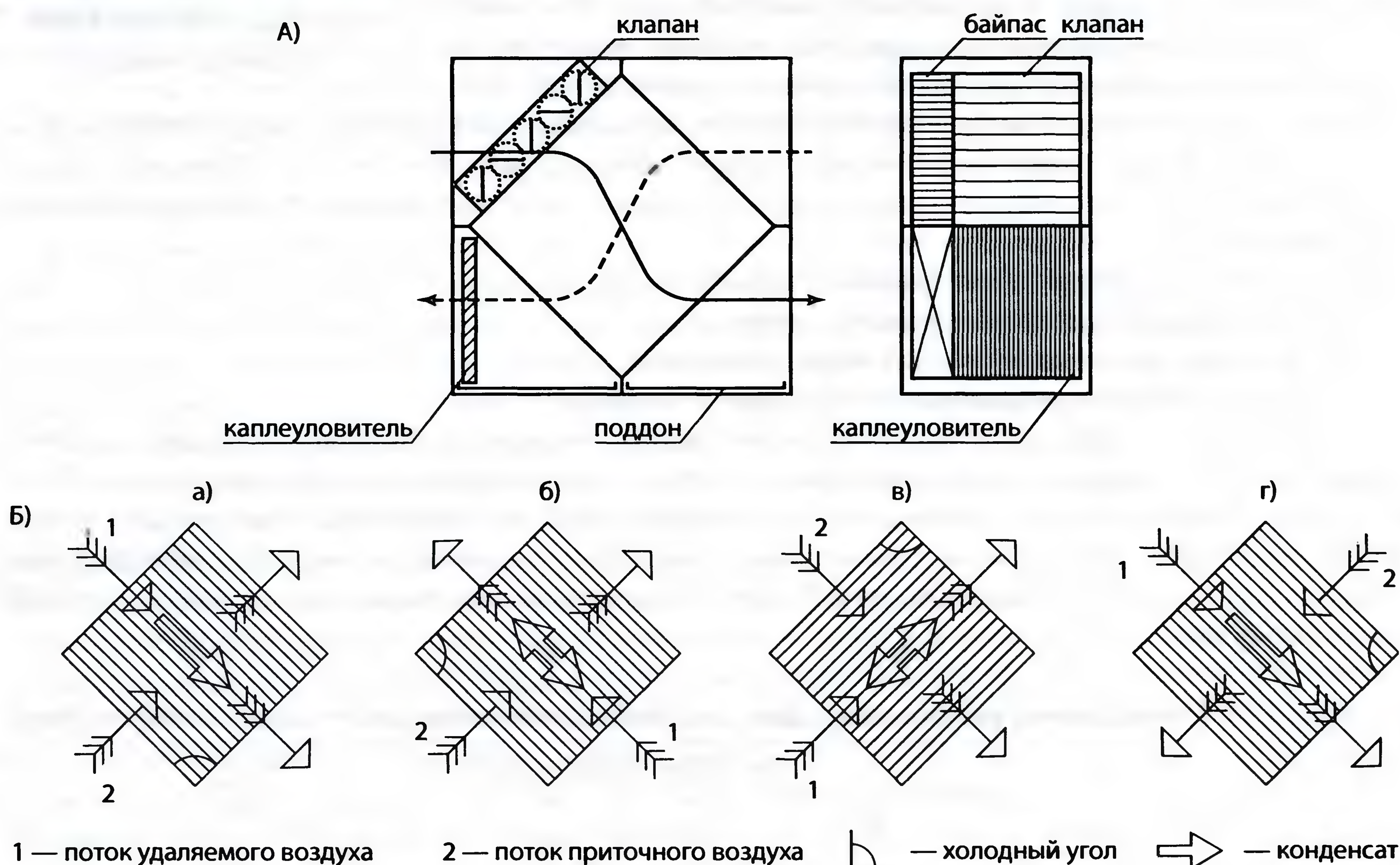


Рисунок 8.50. Пластинчатый теплообменник при диагональной установке:

А — схема теплообменника; Б — схема организаций воздушных потоков: а) сила тяжести и воздушный поток способствуют переносу конденсата в холодную зону. При большом количестве конденсата опасность замерзания снижается. При малом количестве конденсата опасность замерзания увеличивается; б) сила тяжести и воздушный поток направлены в противоположные стороны. Если сила тяжести превалирует над скоростным напором, то конденсат стекает в теплую зону. В противоположном случае процесс аналогичен схеме *а*; в) аналогично схеме *б*; г) аналогично схеме *а*

При работе пластинчатого теплообменника в условиях низких температур наружного воздуха в холодное время года, что характерно для всей территории России, особенно актуальна проблема замерзания конденсата, образующегося в потоке удаляемого воздуха. Температура наружного воздуха, начиная с которой происходит процесс инееобразования, зависит от следующих факторов: теплофизических параметров удаляемого воздуха (температура и относительная влажность воздуха), коэффициента эффективности теплообменника, отношения массовых расходов приточного и удаляемого воздуха, конструктивных особенностей теплообменника. В таблице 8.12 приведена предельная температура наружного воздуха, ниже которой начинается замерзание в пластинчатом теплообменнике с перекрестно-точной схемой движения (данные ASHRAE) [80].

Вишневским Е. П. проводился анализ работы пластинчатого теплообменника с перекрестной схемой движения в условиях замерзания конденсата в потоке удаляемого воздуха на основе математического моделирования с использованием метода конечных элементов, реализуемого в компьютерной программе для конкретной модели пластинчатого теплообменника производства фирмы HOVAL [12]. Варьировались параметры наружного воздуха и параметры удаляемого воздуха на входе в теплообменник с целью расчета двухмерного распределения температуры двух потоков воздуха по сечению перекрестно-точного теплообменника и выявлению холодного угла, где температура удаляемого воздуха опускалась до 0°С, при этом изменялся коэффициент температурной эффективности теплообменника по приточному воздуху. Значение отношения массовых расходов приточного и удаляемого воздуха принималось равным единице. Результаты расчета представлены в таблице 8.13.

Таблица 8.12. Температура наружного воздуха на входе в перекрестно-точный пластинчатый теплообменник при различных значениях параметров удаляемого воздуха и отношении расходов приточного и удаляемого воздуха [80]

Параметры удаляемого воздуха		Предельная температура замерзания, °С			
		Отношение расходов приточного и удаляемого воздуха			
	Относительная влажность, %	0,5	0,7	1,0	2,0
Температура, °С 16	30	–16	–9	–5	0
	40	–16	–9	–5	0
	50	–20	–12	–7	0
	60	–22	–15	–10	0
21	30	–25	–15	–8	–2
	40	–29	–19	–12	–6
	50	–32	–22	–16	–9
	60	–35	–25	–18	–12
24	30	–31	–20	–12	–5
	40	–36	–24	–16	–9
	50	–40	–28	–21	–14
	60	–43	–32	–24	–17
27	30	–37	–23	–15	–7
	40	–42	–28	–20	–12
	50	–47	–34	–25	–17
	60	–52	–39	–30	–22
32	30	–50	–34	–24	–15
	40			–31	–22
	50				–29

Практически могут иметь место отклонения от полученных значений, но качественный характер полученных результатов сохранится. Анализ данных расчета показал, что опасность замерзания снижается при увеличении относительной влажности удаляемого воздуха, что особенно заметно при высокой температуре удаляемого воздуха, а также при повышении температуры удаляемого воздуха. Опасность замерзания увеличивается при росте температурного коэффициента эффективности теплообменника. Если влагосодержание удаляемого воздуха ниже 4 г/кг, то его температура точки росы меньше 0°С и влага не конденсируется, а непосредственно переходит в твердую фазу путем сублимации, поэтому влагосодержание удаляемого воздуха на входе в теплообменник не должно быть ниже этого значения. Фирма HOVAL рекомендует применять производимые ей пластинчатые теплообменники при температуре наружного воздуха не ниже –15°С, при более низких температурах наружного воздуха необходимо предусматривать мероприятия для защиты от замерзания конденсата.

Таблица 8.13. Температура наружного воздуха на входе в перекрестно-точный пластинчатый теплообменник при различных значениях параметров удаляемого воздуха и коэффициента температурной эффективности по приточному воздуху θ_{2t} [12]

Параметры удаляемого воздуха		Предельная температура замерзания, °С					
		Температурный коэффициент эффективности по приточному воздуху θ_{2t}					
Температура, °С	Относительная влажность, %	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65
20	30	–21	–15	–11	–8	–5	–3
	40	–21	–16	–11	–8	–5	–3
	50	–21	–16	–11	–8	–6	–3
	60	–21	–16	–11	–9	–6	–4
	75	–23	–17	–13	–10	–6	–4
	90	–25	–18	–14	–10	–6	–7
25	30	–26	–19	–15	–10	–6	–3
	40	–27	–19	–15	–11	–7	–5
	50	–27	–20	–16	–12	–7	–5
	60	–30	–22	–17	–13	–8	–5
	75	–33	–25	–20	–13	–9	–6
	90	–36	–28	–22	–15	–10	–7
30	30	–32	–24	–17	–13	–8	–5
	40	–33	–27	–20	–13	–8	–5
	50	–38	–27	–21	–14	–11	–6
	60	–40	–30	–21	–17	–11	–7
	75	<–40	–33	–25	–18	–13	–9
	90	<–40	–40	–30	–21	–16	–11

Теоретический анализ и практический опыт эксплуатации пластинчатых теплообменников [12] показал, что на скорость обмерзания теплообменника влияют следующие факторы:
— конструкция теплообменника (открытого или канального типа);
— положение теплообменника и направление потоков воздуха;
— форма аэродинамической характеристики вытяжного вентилятора.

В теплообменниках открытого типа воздушные потоки не разделяются на отдельные малые потоки, происходит частичное перемешивание воздуха и поэтому наблюдается более равномерное поле температур по сечению и опасность замерзания конденсата ниже, чем в теплообменнике канального типа. В последнем замерзание начинается сначала в одном канале, в результате чего он перекрывается, повышается сопротивление проходу воздуха, уменьшается расход удаляемого воздуха через

теплообменник, обмерзает второй канал, уменьшение расхода способствует увеличению скорости обмерзания. В итоге теплообменники канального типа обмерзают значительно быстрее при тех же начальных условиях, поэтому для условий сурового климата рекомендуется применять теплообменники открытого типа.

При диагональной установке возможны четыре схемы организации воздушных потоков, для каждой из которых характерно направление движения конденсата по отношению к расположению холодного угла, где наиболее вероятна возможность его замерзания. Схемы для канального теплообменника представлены на рисунке 8.50 Б, для открытого канального теплообменника — на рисунке 8.51.

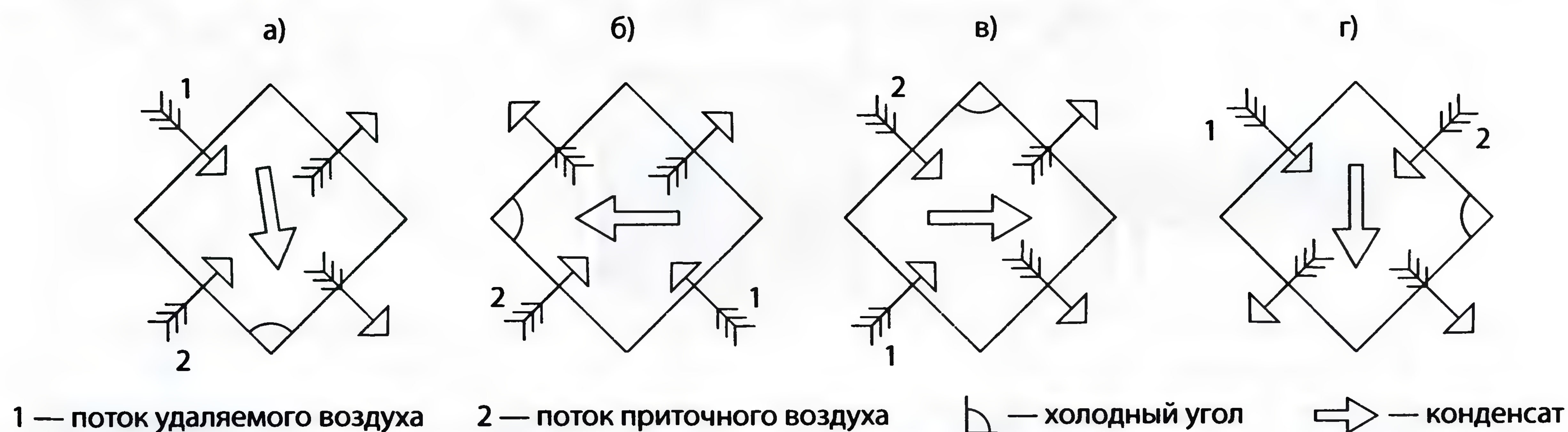


Рисунок 8.51. Схема организации воздушных потоков для открытого теплообменника при диагональной установке:

а) сила тяжести и воздушный поток способствуют переносу конденсата в холодную зону. При большом количестве конденсата опасность замерзания снижается. При малом количестве конденсата опасность замерзания увеличивается; б) сила тяжести и воздушный поток способствуют переносу конденсата в холодную зону, увеличивая опасность замерзания (за исключением случая образования очень большого количества конденсата); в) сила тяжести и воздушный поток увлекают конденсат в теплую зону. Опасность замерзания снижается; г) сила тяжести и воздушный поток увлекают конденсат в теплую зону. Опасность замерзания снижается

При разработке математической модели теплофизических процессов в теплообменнике не было учтено то, что образуемый внутри теплообменника конденсат под действием сил тяжести стекает сверху вниз и при определенных условиях может замедлять процесс инееобразования. Большое количество конденсата будет переносить с собой теплоту и прогревать холодные пластины, предотвращая их обледенение. Малое количество конденсата будет охлаждаться и замерзать быстрее, ускоряя процесс обледенения. Поэтому положение теплообменника и направленность воздушных потоков оказывает существенное влияние на скорость обмерзания. Горизонтальная установка пластинчатых теплообменников (рисунок 8.52 а), при которой затруднен сток конденсата, связана с гораздо большей опасностью и более серьезными последствиями замерзания.

Форма аэродинамической характеристики центробежного вентилятора определяется формой лопаток рабочего колеса: в вентиляторах с лопатками, загнутыми назад, характеристика круто падает вниз, в вентиляторах с лопатками, загнутыми вперед, характеристика на некотором участке имеет плавный подъем, а затем спуск. При увеличении потерь давления в сети в связи с начавшимся процессом обледенения изменяется характеристика сети, в обычной системе координат — это более крутая парабола, в логарифмической системе координат — это прямая II, проходящая выше начальной характеристики I. Если расчетному режиму соответствует точка *A*, при изменении характеристики сети параметры работы вентилятора будут определяться положением рабочей точки *B* для вентилятора с назад загнутыми лопатками, или положением точки *C*, если это вентилятор с вперед загнутыми лопатками (рисунок 8.53). При этом более существенное снижение расхода воздуха через пластинчатый теплообменник наблюдается, когда в потоке удаляемого воздуха используется вытяжной вентилятор с лопатками, загнутыми вперед, и процесс обледенения в этом случае будет происходить более интенсивно за счет увеличения отношения массовых расходов наружного и удаляемого воз-

духа. Процесс увеличения потерь давления в потоке удаляемого воздуха, уменьшения отношения расходов и обледенения приобретает лавинообразный характер вплоть до полного замерзания теплообменника. Интенсивность обледенения при использовании вентилятора с лопатками, загнутыми назад, значительно меньше за счет менее значительного изменения отношения массовых расходов воздуха, при этом на практике полного замерзания теплообменника не наблюдается.

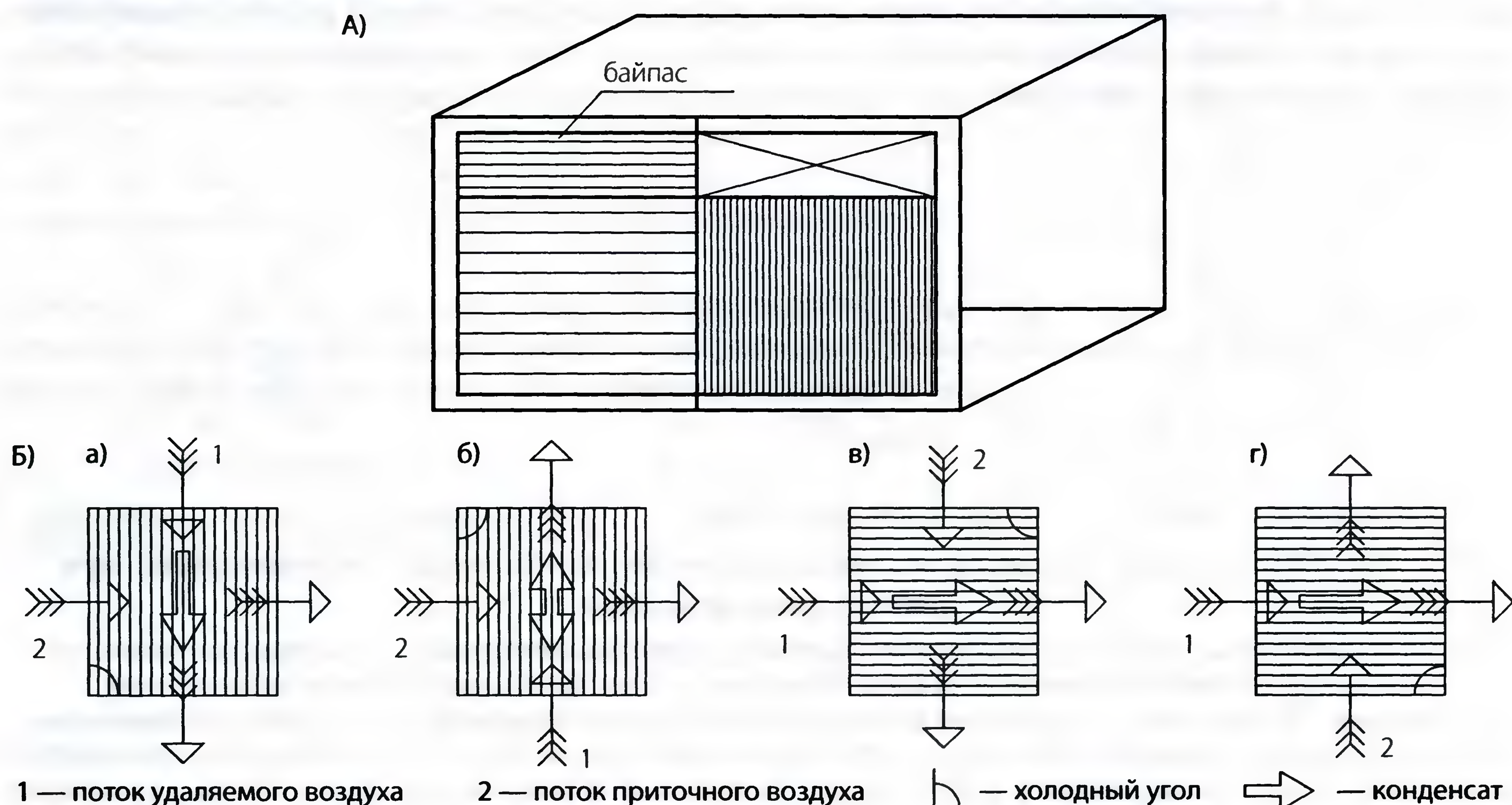


Рисунок 8.52. Пластинчатый теплообменник при горизонтальной установке:

А — схема теплообменника; Б — схема организации воздушных потоков: а) сила тяжести и воздушный поток способствуют переносу конденсата в холодную зону. При большом количестве конденсата опасность замерзания снижается. При малом количестве конденсата опасность замерзания увеличивается; б) сила тяжести и воздушный поток направлены в противоположные стороны. Если сила тяжести превалирует над скоростным напором, то конденсат стекает в теплую зону. В противоположном случае процесс аналогичен схеме *а*; в) воздушный поток увлекает конденсат в холодную зону. При большом количестве конденсата опасность замерзания снижается. При малом количестве конденсата опасность замерзания увеличивается; г) — аналогично схеме *в*

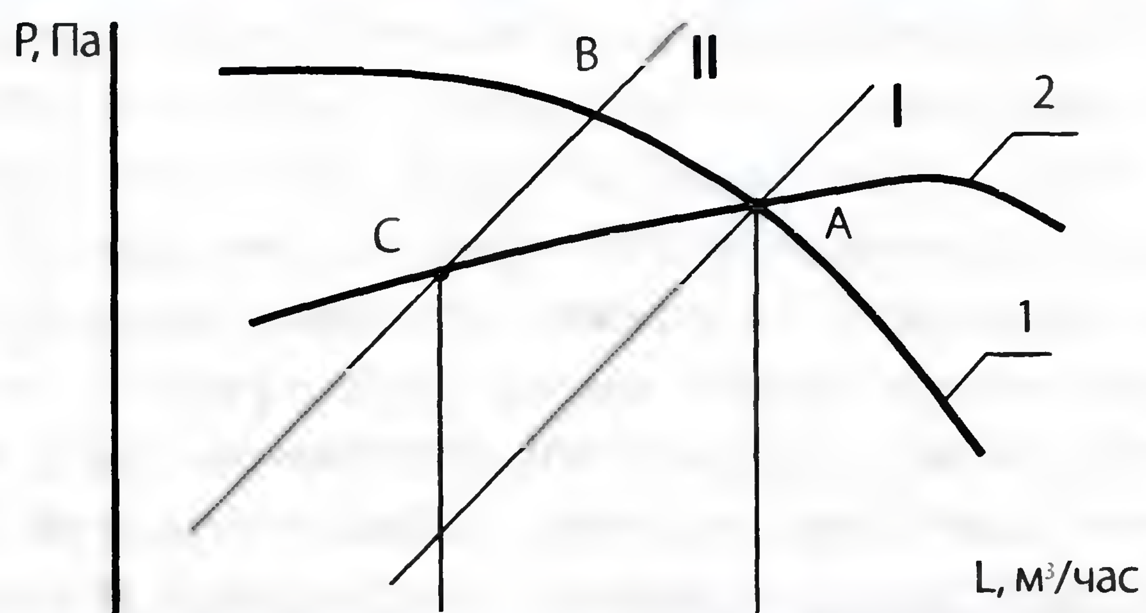


Рисунок 8.53. Влияние формы аэродинамической характеристики центрального вентилятора на интенсивность обледенения пластинчатого теплообменника:

1 — аэродинамическая характеристика вентилятора с лопатками, загнутыми назад; 2 — аэродинамическая характеристика вентилятора с лопатками, загнутыми вперед. I — характеристика вентиляционной сети в расчетном режиме; II — характеристика вентиляционной сети при начале обледенения. А, В, С — рабочие точки

Пластинчатые теплообменники с целью предотвращения замерзания образующегося конденсата могут изготавливаться с байпасом по приточному воздуху (рисунок 8.54). В потоке наружного воз-

духа и на байпасе, который может размещаться сбоку или посередине, устанавливаются спаренные воздушные регулирующие клапаны (рисунок 8.55). Когда возникает опасность замерзания, о чем сигнализирует датчик температуры поверхности пластин, установленный в самом «холодном углу» теплообменника, или датчик перепада давления в потоке удаляемого воздуха, регулирующие клапаны изменяют соотношение потоков наружного воздуха через теплообменник и через байпас, чтобы предотвратить образование наледи.

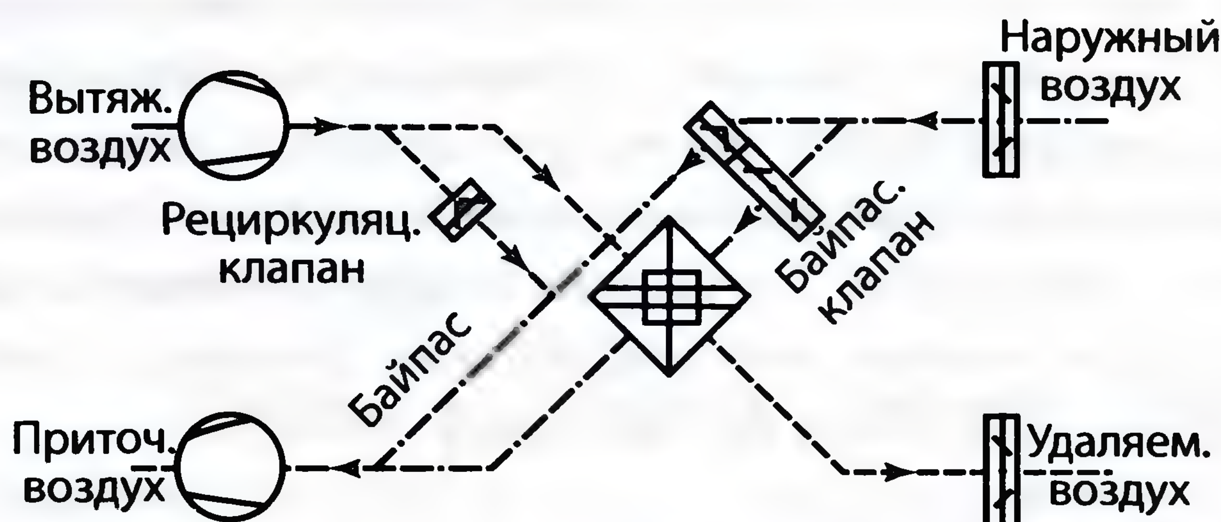


Рисунок 8.54. Байпас в потоке наружного воздуха

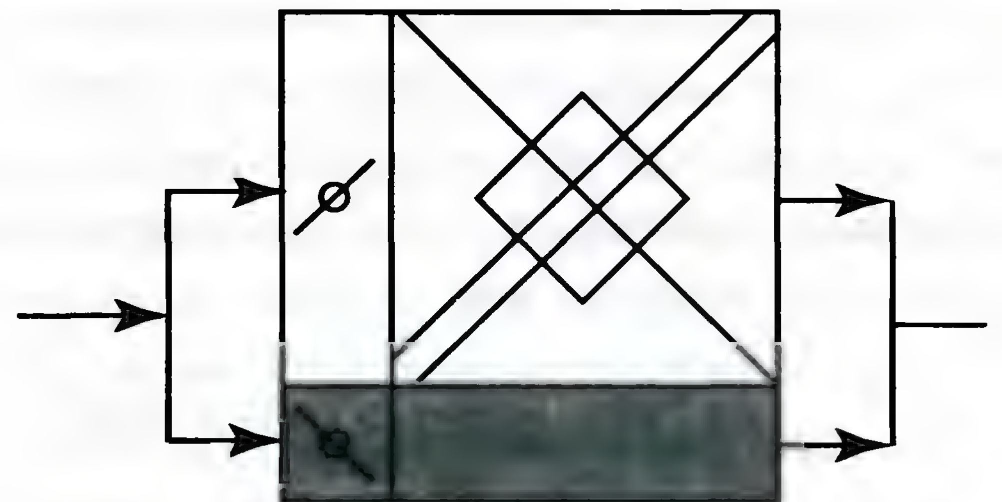


Рисунок 8.55. Спаренные воздушные регулирующие клапаны

Для регулирования количества передаваемой теплоты необходимо предусмотреть байпас также и в потоке удаляемого воздуха при повышении температуры наружного воздуха (рисунок 8.56). Этот байпас может быть использован, когда в летний период отсутствует необходимость пропускать поток удаляемого воздуха через теплообменник, или в периоды, когда удаляемый воздух сильно загрязнен. В центральных кондиционерах Clivet используются пластинчатые теплообменники с байпасом по удаляемому воздуху до типоразмера НС190 включительно. С использованием специальной компьютерной программы возможен расчет и подбор необходимой конфигурации пластинчатого теплообменника в виде моноблока с байпасом и регулирующими клапанами, имеющими дистанционное или ручное управление.

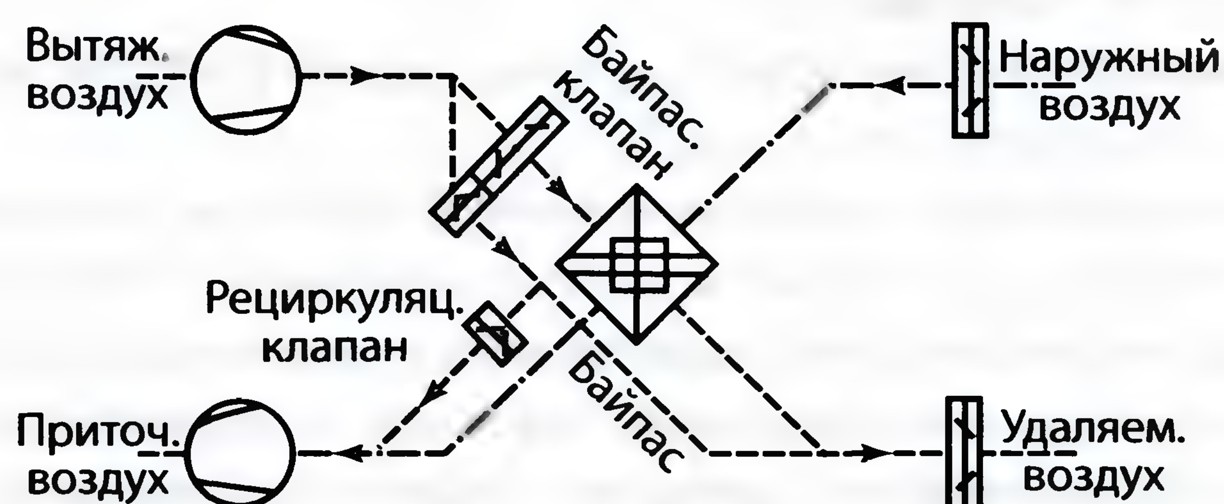


Рисунок 8.56. Байпас в потоке вытяжного воздуха

Теплообменные блоки с тепловыми трубками

Теплообменные блоки с тепловыми трубками представляют собой теплообменник, внутри которого размещены тепловые трубки, разделенные по вертикали на две части для прохода потоков приточного и удаляемого воздуха. В тепловой трубке используется принцип фазового перехода легкокипящей жидкости (фреона) в замкнутом пространстве при подводе и отводе теплоты на концах трубки. Чаще всего используются термосифоны — разновидность «тепловой» трубки, в которой возврат конденсата происходит под действием гравитационных сил, для чего их устанавливают вертикально или под некоторым углом к горизонту, реже — фитильные, в которых для возврата конденсата используется капиллярный эффект фитиля. Удаляемый воздух омывает нижнюю часть трубки и передает теплоту через стенку трубки рабочему веществу, при подво-

де которой происходит испарение рабочего вещества в этой части трубки. Пары фреона перемещаются в верхнюю часть трубки, омываемую холодным наружным воздухом, и конденсируются. Теплота конденсации передается нагреваемому воздуху. Образующийся конденсат силами тяжести возвращается в нижнюю часть и цикл повторяется. В герметичной оболочке тепловой трубки осуществляется замкнутый цикл циркуляции рабочего вещества. Схема движения воздушных потоков — противоточная. Поворот тепловых трубок относительно горизонтальной оси позволяет в некоторой степени регулировать количество передаваемой теплоты, оттаивать тепловые трубки при замерзании конденсата на их поверхности. Блоки с тепловыми трубками применяются в тех случаях, когда необходимо изолировать потоки приточного и удаляемого воздуха. Защита теплообменной поверхности от инееобразования осуществляется с помощью обводного канала по приточному воздуху или путем предварительного подогрева наружного воздуха. Регулирование теплоотдачи осуществляется путем изменения угла наклона или устройством обводного канала в потоке удаляемого воздуха.

Водовоздушные и паровоздушные теплообменники

Водовоздушные и паровоздушные теплообменники применяются в системах утилизации и регенерации теплоты с промежуточным теплоносителем, в системах утилизации теплоты охлаждающей воды технологических установок. В качестве теплообменников используются поверхностные воздухонагреватели и воздухоохладители центральных кондиционеров.

Контактные теплообменники

В контактных теплообменниках теплообмен между средами осуществляется при непосредственном контакте, причем процессы теплообмена сопровождаются процессами массообмена. Поверхность контакта создается:
— мелким распылением жидкости (форсуночные аппараты);
— при стекании жидкости с полки на полку при многократном поперечном омывании струй газами (каскадные аппараты);
— путем образования пены (пенные аппараты);
— с помощью насадки, орошаемой жидкостью, когда на ее поверхности создается пленка жидкости, омываемая газами (насадочные аппараты).

Поверхность контакта является переменной величиной. Контактные теплообменники обладают целым рядом преимуществ перед рекуперативными теплообменниками: более высокая эффективность теплообмена вследствие отсутствия разделяющей стенки и реализации противоточной схемы движения теплообменивающихся сред, более глубокое охлаждение воздуха и дымовых газов и использование скрытой теплоты парообразования содержащихся в газах водяных паров (до 20% объема), одновременная очистка продуктов сгорания топлива и удаляемого воздуха от вредных веществ, загрязняющих атмосферу.

Форсуночные камеры орошения центральных кондиционеров, предназначенные для осуществления политропных процессов тепловлажностной обработки воздуха, могут использоваться в качестве контактного теплообменника в системах утилизации и регенерации теплоты удаляемого воздуха, а также при утилизации теплоты воды, охлаждающей технологические установки. При использовании растворов солей хлористого натрия, хлористого кальция и хлористого лития в контактных теплообменниках возможно реализовать процессы нагревания и увлажнения приточного воздуха с очень низкими начальными температурами, охлаждения и осушки удаляемого воздуха. Выбирая различные сочетания температуры и концентрации раствора можно осуществлять практические любые процессы изменения состояния воздуха.

В контактных теплообменниках отсутствуют проблемы, связанные с замерзанием конденсата в рекуперативных теплообменниках, есть возможность увлажнять приточный воздух за счет влаги,

сорбируемой из удаляемого воздуха, в системах с промежуточным теплоносителем. Раствор хлористого лития при рабочих концентрациях имеет низкую температуру замерзания (до –30°С) и высокую температуру кипения, т. е. во всем возможном диапазоне температуры в системе утилизации теплоты теплоноситель находится в жидком состоянии. Кроме того, хлористый литий обладает бактерицидными свойствами. Такое отрицательное качество хлористого лития, как коррозионная активность по отношению к металлам, может быть сглажено добавлением к раствору специальных веществ — ингибиторов, замедляющих процессы коррозии. Стойки к растворам хлористого лития легированные стали, латунь, алюминий, олово, сталь марки 45. В качестве ингибиторов используются вещества, которые практически не изменяют свойств раствора хлористого лития: двуххромовокислый калий, хромовокислый натрий, диглицерин, натриевая, литиевая и калиевая соли молочной кислоты и др. [7]

Системы утилизации или регенерации теплоты с промежуточным теплоносителем

Системы утилизации или регенерации теплоты с промежуточным теплоносителем состоят из теплообменников, расположенных в каналах удаляемого и приточного воздуха, соединенных замкнутым циркуляционным контуром или двумя разомкнутыми контурами с промежуточным теплоносителем. Циркуляция теплоносителя осуществляется при помощи насосов. В теплообменниках удаляемый воздух передает свое тепло промежуточному теплоносителю, нагревающему приточный воздух.

В качестве теплоутилизаторов могут быть использованы рекуперативные теплообменники — поверхностные водовоздушные теплообменники (воздухоохладители и воздухонагреватели центральных кондиционеров), контактные теплообменники — камеры орошения центральных кондиционеров, контактные аппараты с насадкой в различной комбинации.

Системы утилизации и регенерации с промежуточным теплоносителем обладают следующими преимуществами по сравнению с системами регенерации теплоты удаляемого воздуха в воздухо-воздушных теплоутилизаторах:

— теплоноситель вода, более транспортабельный и менее объемный, чем удаляемый воздух;
— возможно устройство системы регенерации при размещении приточных и вытяжных установок на значительном расстоянии друг от друга, при различном числе и производительности задействованных в данной системе установок;
— возможно устройство систем регенерации теплоты при реконструкции действующих предприятий;
— возможно устройство систем регенерации теплоты при проектировании новых зданий и сооружений без изменения сложившихся в практике компоновочных решений по размещению приточно-вытяжного оборудования и мест забора наружного и выброса удаляемого воздуха;
— гарантирована изоляция потоков приточного и вытяжного воздуха, позволяющая извлекать тепло из воздуха, удаляемого из помещений с производствами категорий А, Б или Е, а также удаляемого местными отсосами из помещений с производствами других категорий;
— гарантирована изоляция воздуха, содержащего взрывоопасные вещества или легковоспламеняющиеся вещества, горючие газы или пары или вредные вещества 1, 2 или 3-го классов опасности;
— гарантирована изоляция воздуха, имеющего резко выраженные неприятные запахи;
— системы регенерации теплоты с промежуточным теплоносителем могут использоваться для группы установок (несколько приточных и вытяжных);
— отсутствует проблема, связанная с необходимостью защиты от замерзания при размещении в потоке удаляемого воздуха контактного теплообменника;
— использование контактных теплообменников и растворов абсорбентов позволяет нагревать и одновременно увлажнять приточный воздух при отрицательной начальной температуре.

Системы регенерации теплоты удаляемого воздуха, как правило, не могут обеспечить требуемый подогрев наружного воздуха с отрицательными начальными температурами. Для обеспечения требуемой температуры приточного воздуха предусматривается дополнительный подогрев воздуха или промежуточного теплоносителя горячей водой от централизованного источника тепла. Дополнительный подогрев воздуха осуществляется в воздухонагревателях, промежуточного теплоносителя — в водоподогревателях.

Система регенерации теплоты с промежуточным теплоносителем с рекуперативными теплообменниками в потоках удаляемого и приточного воздуха

В схеме регенерации теплоты с промежуточным теплоносителем в качестве рекуперативных теплообменников применяются поверхностные теплообменники центральных кондиционеров с числом трубок по ходу воздуха до 16. Принципиальные схемы воздухо-приготовительных установок с промежуточным теплоносителем разрабатываются с учетом особенностей эксплуатации этих теплообменников. Схемы обвязки трубопроводами, как правило, проектируют противоточными направлению движения теплоносителей, минимальная скорость движения теплоносителя в трубках теплообменника 0,35 м/с при теплоносителе воде и 0,25 м/с — при незамерзающем растворе солей. Для повышения надежности используют два насоса (рабочий и резервный), которые устанавливают после теплообменников в потоке удаляемого воздуха. При подборе насоса следует учитывать плотность промежуточного теплоносителя. В замкнутом контуре перед насосом устанавливают расширительный бак для компенсации температурного расширения теплоносителя, использование закрытого расширительного бака снижает содержание кислорода, когда в качестве теплоносителя используется этиленгликоль. Для сбора и удаления конденсата предусматривают поддоны под теплообменниками в потоке удаляемого воздуха, а при скорости воздуха во фронтальном сечении кондиционера выше 3 м/с — каплеуловители. Предусматриваются мероприятия от образования наледи при конденсации влаги в вытяжном канале и по защите от замерзания теплоносителя.

Регенерация теплоты влажного воздуха (относительная влажность более 30%) сопровождается при охлаждении его до температуры ниже «точки росы» конденсацией водяных паров на поверхности теплоутилизаторов в канале удаляемого воздуха. При этих условиях понижение температуры поверхности теплоутилизатора ниже 0°С приводит сначала к образованию инея из конденсата, а затем — наледи на поверхности и уменьшению эффективности системы утилизации. В системах с промежуточным теплоносителем для защиты от инееобразования используется периодическое отключение насоса циркуляционного контура или приточной установки, если промежуточный теплоноситель имеет температуру замерзания раствора, которая равна минимальной температуре наружного воздуха, либо устройство обводной линии по теплоносителю для теплообменников в потоке удаляемого воздуха с установкой регулирующего клапана.

Для защиты от замерзания промежуточного теплоносителя применяется обводной канал по теплоносителю для теплообменников в потоке приточного воздуха с установкой регулирующего клапана, дополнительный подогрев теплоносителя, использование в качестве промежуточного теплоносителя незамерзающих растворов солей.

В системах с незамерзающим теплоносителем необходимо предусмотреть бак для приготовления раствора незамерзающей жидкости. Если применяется раствор хлористого кальция, то при необходимости демонтажа или промывки системы раствор сливается в бак для приготовления или сбора раствора или в специальные емкости для повторного использования, так как сбрасывать такой раствор в канализацию не допускается. В помещениях для приготовления раствора следует предусмотреть приямок для слива и подвод водопровода.

Максимальный расход теплоты и подогрев промежуточного теплоносителя рассчитываются из условия поддержания температуры на поверхности теплоутилизатора в вытяжном канале не менее –1°C, исключающей образование наледи в расчетном режиме.

В качестве промежуточного теплоносителя могут применяться:

— вода, если в расчетном режиме конечная температура теплоносителя после теплообменников в потоке приточного воздуха (минимальное значение) более 7°C;
— незамерзающие растворы солей и гликолей (раствор хлористого кальция $CaCl_2$, раствор этиленгликоля или пропиленгликоля), если в расчетном режиме минимальная температура теплоносителя менее 7°C.

В качестве ингибиторной добавки к раствору хлористого кальция рекомендуется использовать вещество НОЖ-2И в количестве 3% общей массы раствора. Раствор хлористого кальция (28%) с добавкой НОЖ-2И не вызывает коррозии черных и цветных металлов, взрыво- и пожаробезопасен, температура замерзания –45°C, температура кипения 100°C, водородный показатель pH — 6,5–8,5. Раствор теплоносителя приготовляется на объекте весовым способом, используя водопроводную воду. Концентрация незамерзающего раствора подбирается так, чтобы температура замерзания раствора была на 10° градусов ниже минимальной температуры промежуточного теплоносителя при расчетной температуре наружного воздуха в холодное время года в установках с подогревом теплоносителя, ниже или равной этой температуре в установках без подогрева.

Таблица 8.14. Температура замерзания раствора хлористого кальция $CaCl_2$ при различной концентрации раствора [7]

Концентрация, %	5	10	15	20	25	27	30
$CaCl_2$	–2,3	–5,65	–10,8	–18,3	–29,75	–45	–55

Таблица 8.15. Температура замерзания растворов этиленгликоля и пропиленгликоля при различной концентрации раствора [10]

Концентрация, %	10	20	30	40
Этиленгликоль	–4,4	–9,4	–15,6	–28,1
Пропиленгликоль	–3,1	–7,22	–13,8	–22,2

На рисунке 8.57 приведена функциональная схема системы регенерации теплоты удаляемого воздуха с подогревом промежуточного теплоносителя (одна вытяжная и одна приточная установка). Все меры защиты и регулирования теплоутилизатора обеспечены средствами автоматического регулирования. Предусмотрено:

— сблокированное управление приточным и вытяжным вентилятором, насосами циркуляционного контура промежуточного теплоносителя;
— закрытие воздушного клапана наружного воздуха при отключении приточного вентилятора;
— открытие одновременно с включением насоса регулирующего клапана на подающем трубопроводе тепловой сети с целью прогрева промежуточного теплоносителя;
— автоматическое отключение приточного вентилятора при угрозе замерзания теплоутилизатора;
— регулирование температуры воздуха в помещении последовательным воздействием на регулирующий клапан промежуточного теплоносителя в обводной линии теплоутилизатора в канале удаляемого воздуха и на регулирующий клапан в подающем трубопроводе тепловой сети; при повышении температуры воздуха закрывается клапан на трубопроводе тепловой сети, затем открывается клапан на обводной линии, при понижении температуры воздуха закрывается клапан на обводной линии и открывается клапан на трубопроводе тепловой сети;

— защита теплоутилизатора от инееобразования в канале удаляемого воздуха по перепаду давления воздуха до и после теплоутилизатора; при повышении давления клапан на обводной линии открывается, при понижении — закрывается;
— защита теплоутилизатора в канале приточного воздуха при температурах наружного воздуха ниже температуры замерзания промежуточного теплоносителя с помощью датчиков температуры воздуха (термостат) за воздухонагревателем и датчика температуры промежуточного теплоносителя на выходе из теплообменника, который настраивается на температуру несколько превышающую температуру замерзания промежуточного теплоносителя; при понижении температуры воздуха после воздухонагревателя и температуры теплоносителя после воздухонагревателя отключается приточный вентилятор, включаются насосы циркуляционного контура и полностью открывается клапан на подающем трубопроводе тепловой сети, после прогрева воздуха насосы отключаются;

В систему с рекуперативными теплообменниками возможно объединить различное количество приточных и вытяжных установок с разным тепловым потенциалом, например, от разных источников вторичной теплоты. На рисунке 8.58 приведена функциональная схема системы утилизации теплоты с подогревом промежуточного теплоносителя (рекуперативные теплообменники, несколько вытяжных и несколько приточных установок). Наряду с теми же функциями, как в схеме с одной приточной и вытяжной установкой, дополнительно предусмотрено:
— индивидуальное регулирование температуры воздуха в каждом помещении двухходовым клапаном на трубопроводе промежуточного теплоносителя к теплоутилизатору соответствующей приточной установки 16;
— регулирование температуры промежуточного теплоносителя по графику в зависимости от температуры наружного воздуха путем воздействия на регулирующий клапан промежуточного теплоносителя на обводной линии теплоутилизатора 11 в канале удаляемого воздуха и на регулирующий клапан на трубопроводе тепловой сети 13.

Система регенерации теплоты с промежуточным теплоносителем с контактными теплообменниками в потоках удаляемого и приточного воздуха

В системах утилизации и регенерации теплоты с промежуточным теплоносителем могут использоваться контактные теплообменники. Промежуточным теплоносителем служат растворы солей — абсорбентов влаги. В качестве контактных теплообменников для обработки воздуха растворами применяются форсуночные камеры орошения, выполненные из коррозиеустойчивых материалов с сепараторами из полимерных материалов, контактные аппараты с насадкой, в том числе пленочные, а также барботажные и пенные аппараты.

Абсорбенты могут поглощать или отдавать влагу в зависимости от разности парциального давления водяного пара в воздухе и давления насыщенных паров над поверхностью раствора. Разность давлений водяного пара зависит от температуры и концентрации раствора. Концентрацию раствора в % выражают в виде отношения массы растворенного вещества к массе раствора.

Наиболее эффективным абсорбентом является раствор хлористого лития. Его достоинства заключаются в возможности получения воздуха с более низким влагосодержанием, чем при орошении чистой водой, широком диапазоне рабочих температур, когда раствор находится в жидком состоянии (раствор при концентрации 20,2% имеет температуру замерзания –36,8°С), бактерицидными свойствами, возможностью изменения направления процессов обработки воздуха при контакте его с раствором от осушения до увлажнения, частичном удалении содержащихся в воздухе запахов. Раствор хлористого кальция обходится дешевле, чем раствор хлористого лития, но уступает ему по физическим характеристикам. Например, при температуре 20°С парциальное давление водяного пара над насыщенным раствором хлористого кальция

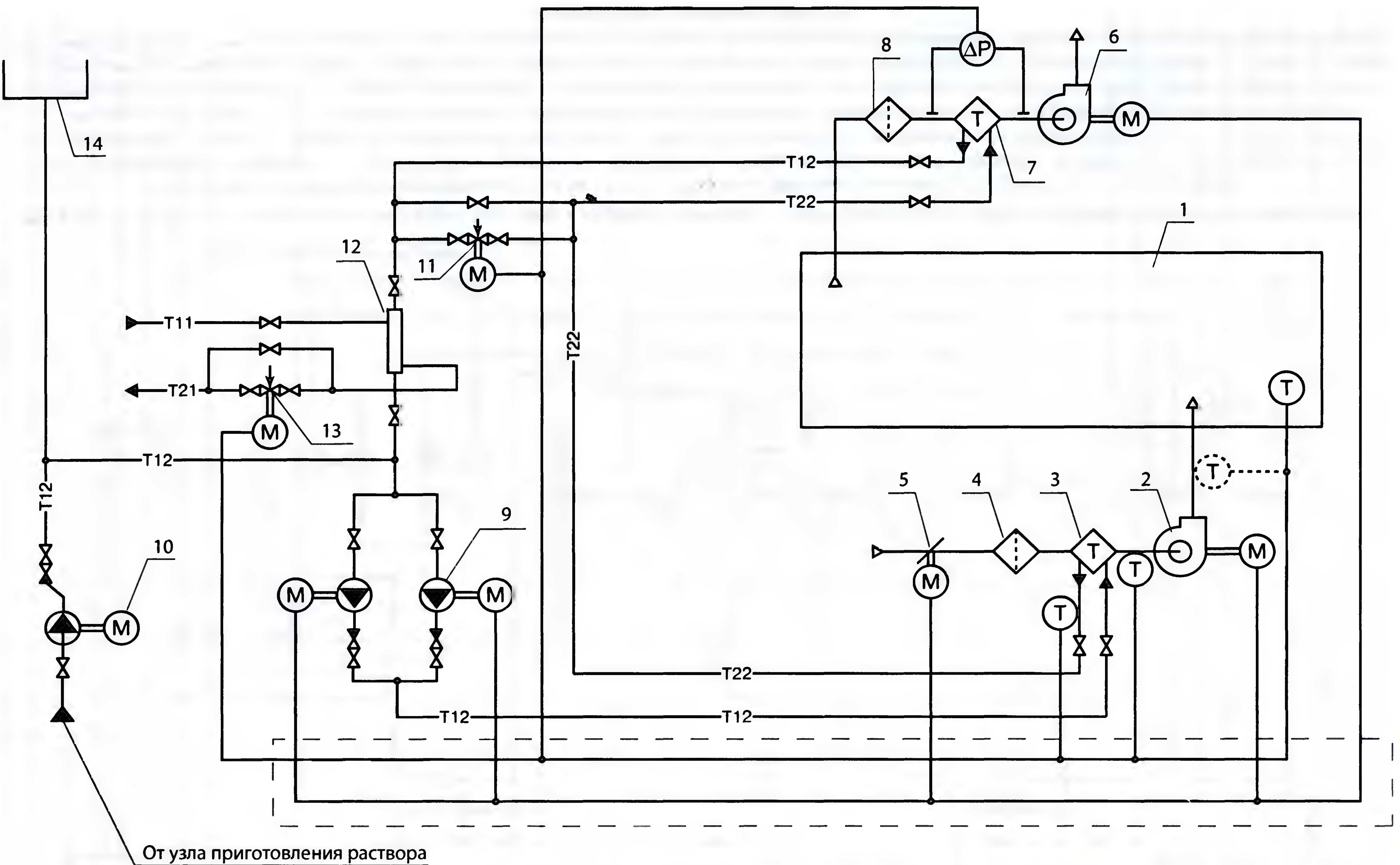


Рисунок 8.57. Схема системы регенерации теплоты с промежуточным теплоносителем с рекуперативными теплообменниками в потоках удаляемого и приточного воздуха (подогрев промежуточного теплоносителя):
1 — обслуживаемое помещение; 2 — приточный вентилятор; 3 — поверхностный воздухонагреватель; 4 — воздушный фильтр; 5 — воздушный клапан; 6 — вытяжной вентилятор; 7 — поверхностный воздухоохладитель; 8 — воздушный фильтр; 9 — циркуляционные насосы промежуточного теплоносителя; 10 — подпиточный насос; 11 — регулирующий клапан на обводной линии промежуточного теплоносителя; 12 — водоводяной теплообменник подогрева промежуточного теплоносителя; 13 — регулирующий клапан на трубопроводе тепловой сети; 14 — расширительный бак

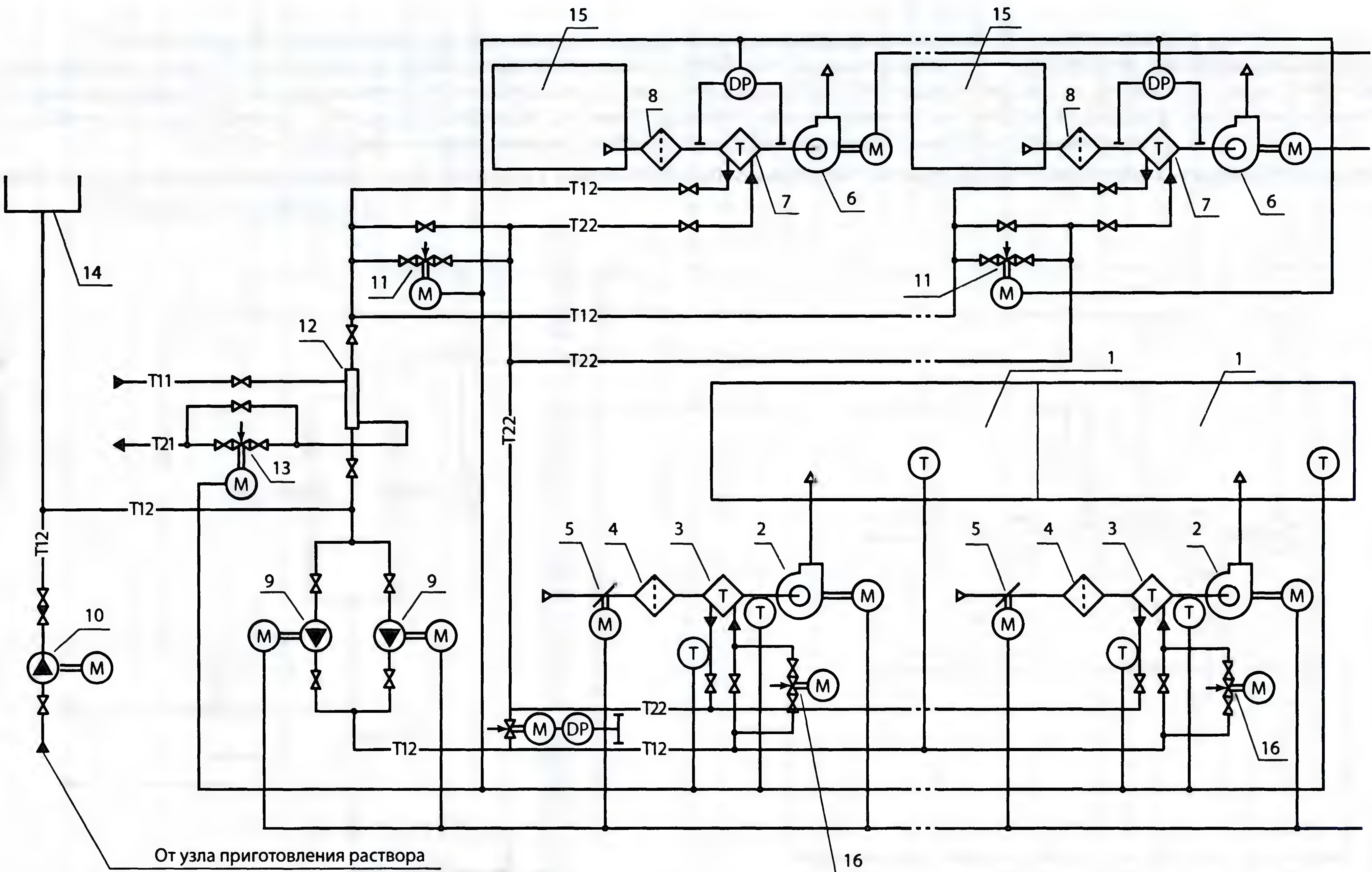


Рисунок 8.58. Схема системы регенерации теплоты с промежуточным теплоносителем с рекуперативными теплообменниками в потоках удаляемого и приточного воздуха (несколько вытяжных и несколько приточных установок):
1 — обслуживаемые помещения; 2 — приточный вентилятор; 3 — поверхностный воздухонагреватель; 4 — воздушный фильтр; 5 — воздушный клапан; 6 — вытяжной вентилятор; 7 — поверхностный воздухоохладитель; 8 — воздушный фильтр; 9 — циркуляционные насосы промежуточного теплоносителя; 10 — подпиточный насос; 11 — регулирующий клапан на обводной линии промежуточного теплоносителя; 12 — водоводяной теплообменник подогрева промежуточного теплоносителя; 13 — регулирующий клапан на трубопроводе тепловой сети; 14 — расширительный бак; 15 — источники вторичной теплоты; 16 — двухходовой регулирующий клапан на трубопроводе промежуточного теплоносителя к теплоутилизатору; 17 — регулирующий клапан на обводной линии для перепуска промежуточного теплоносителя с целью поддержания постоянства перепада давления в подающем и обратном трубопроводах промежуточного теплоносителя к воздухонагревателю

более чем в два раза выше парциального давления водяного пара над раствором хлористого лития.

При размещении контактных теплообменников в потоке удаляемого воздуха отпадает необходимость в мероприятиях для защиты от обмерзания, как при использовании рекуперативных теплообменников.

При установке контактных теплообменников в потоках удаляемого и приточного воздуха происходит осушение удаляемого и увлажнение приточного воздуха. В области отрицательных температур процесс нагревания и увлажнения изображается на i – d диаграмме более крутой восходящей линией (2'–2" на рисунке 8.59), а процесс осушения и охлаждения удаляемого воздуха — более пологой линией (1'–1" на рисунке 8.59).

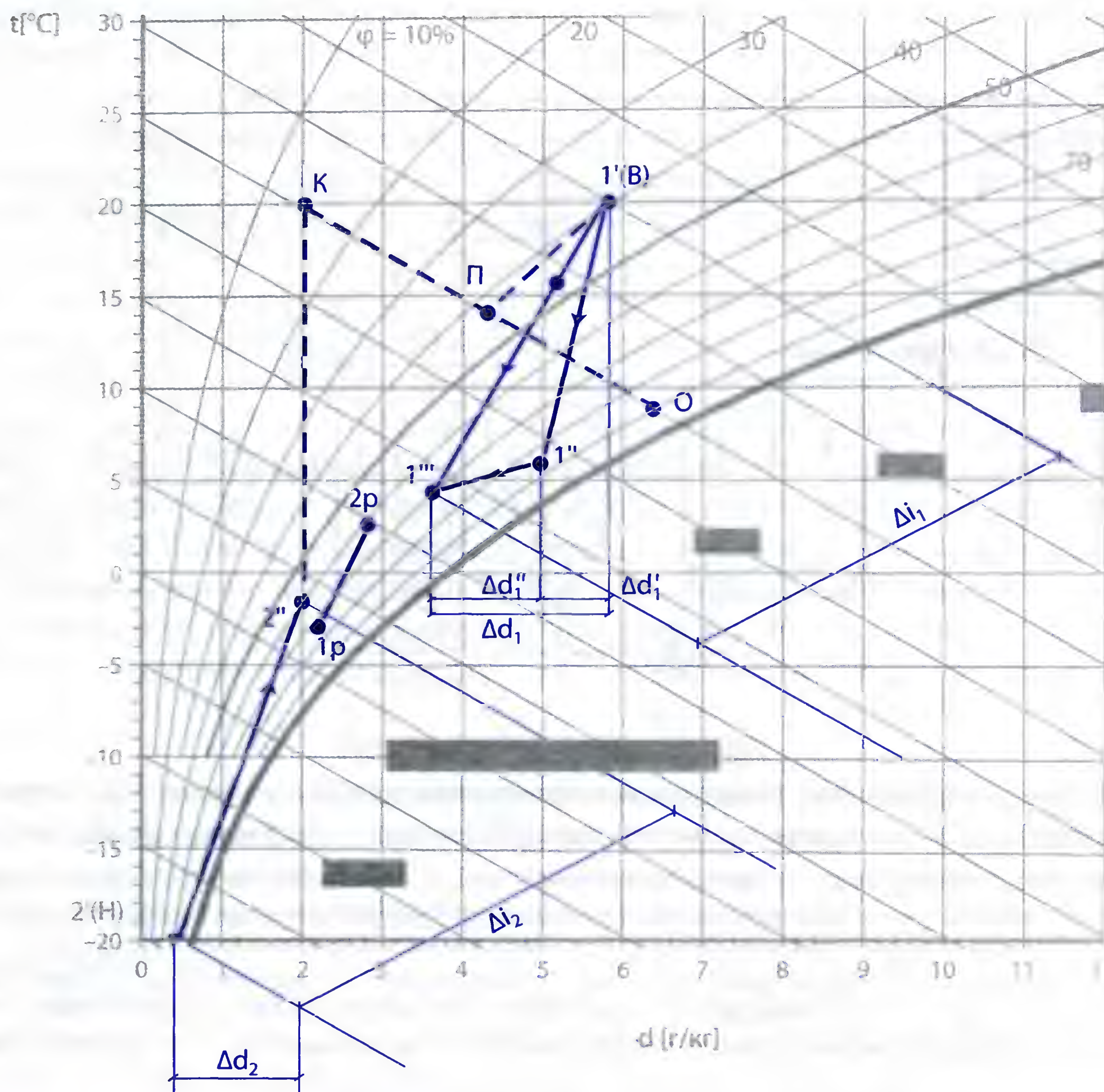


Рисунок 8.59. Процессы изменения состояния воздуха и раствора хлористого лития в контактных аппаратах

Процессы массообмена в потоке приточного и удаляемого воздуха протекают при разных температурных условиях. Интенсивность процесса конденсации водяных паров в потоке удаляемого воздуха в области более высоких температур воздуха выше, чем интенсивность процесса испарения влаги и поступления ее в приточный воздух из раствора в области отрицательных температур. Поэтому, разность начального и конечного влагосодержаний удаляемого и приточного воздуха различны — теплый воздух, удаляемый из помещения, отдает раствору большее количество влаги, чем может быть передано от него приточному наружному воздуху ($\Delta d_1 > \Delta d_2$). В результате в растворе будет накапливаться избыточная влага, что приведет в процессе эксплуатации к постепенному сни-

жению его концентрации и к необходимости восстановления концентрации раствора. Таким образом, такие системы требуют предусмотреть специальные мероприятия для поддержания заданной концентрации раствора, поскольку влажный воздух отдает теплоносителю влагу, которая вызывает его разбавление. Применяют следующие устройства для восстановления концентрации раствора соли: выпариватели влаги при кипении раствора, подогреваемого высокотемпературной водой или паром, выпариватели влаги под вакуумом, воздушные десорберы, в которых раствор подогревается до 60°С и направляется в камеру регенерации, где взаимодействует с потоком воздуха и отдает ему избыточную влагу.

Петровым Л. В. и Коротковой Л. И. предложена система регенерации теплоты с контактными теплообменниками, в которой не требуется специальное устройство для регенерации раствора [63].

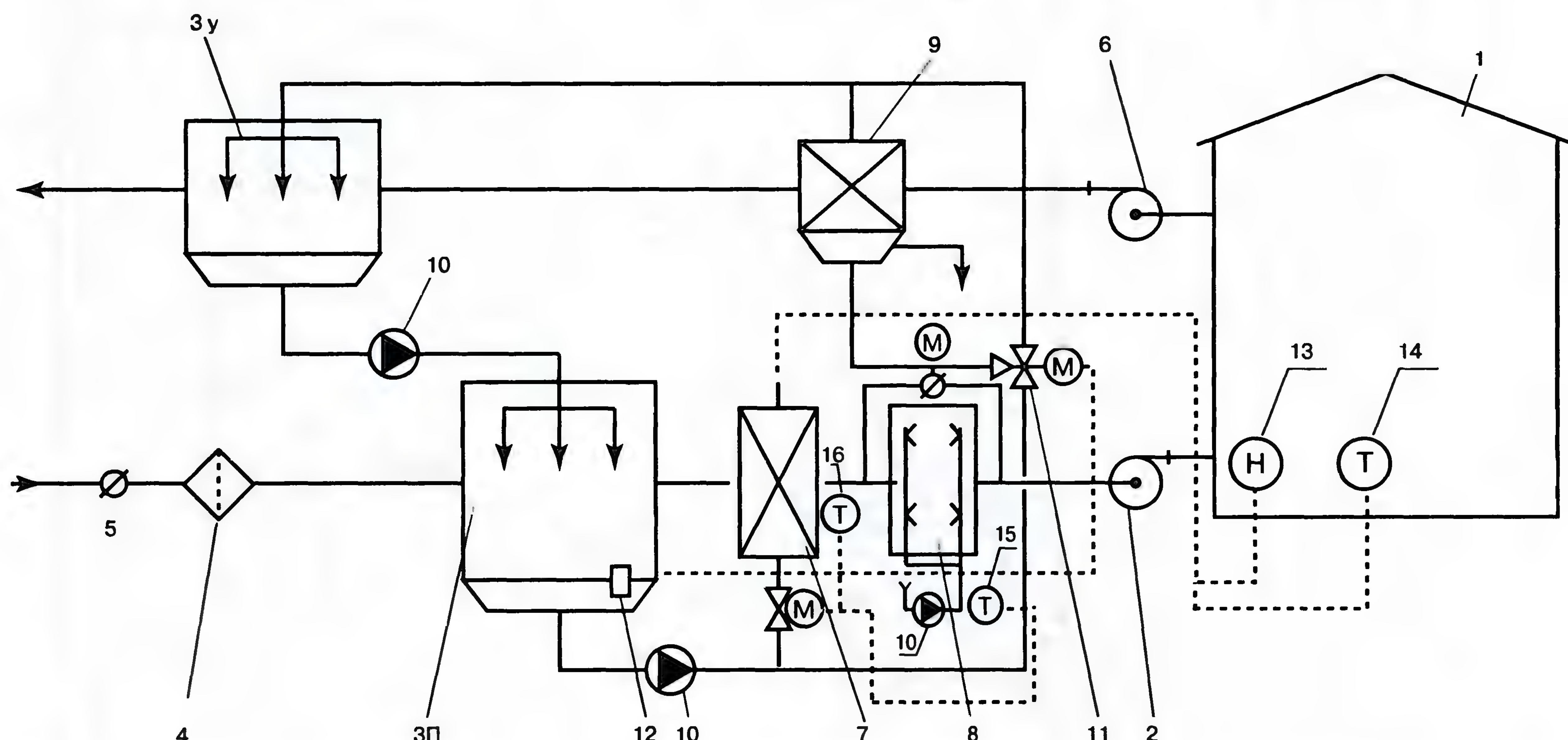


Рисунок 8.60. Схема регенерации теплоты с контактными теплообменниками в потоках удаляемого и приточного воздуха и промежуточным теплоносителем — раствором хлористого лития:

1 — обслуживаемое помещение; 2 — приточный вентилятор; 3 — камера орошения; 4 — воздушный фильтр; 5 — воздушный клапан; 6 — вытяжной вентилятор; 7 — поверхностный воздухонагреватель; 8 — блок адиабатного увлажнения; 9 — поверхностный воздухоохладитель; 10 — циркуляционно-повысительные насосы; 11 — трехходовой регулирующий клапан на трубопроводе промежуточного теплоносителя; 12 — датчик концентрации промежуточного теплоносителя; 13 — датчик относительной влажности воздуха в помещении; 14 — датчик температуры воздуха в помещении; 15 — датчик температуры мокрого термометра блока увлажнения; 16 — датчик температуры воздуха

В этой системе удаляемый из помещения воздух поступает в поверхностный теплообменник 9, где он охлаждается до температуры ниже точки росы, и часть влаги из воздуха конденсируется на поверхности теплообменника и выводится из системы. Далее воздух направляется в контактный аппарат 3у, в котором происходит его окончательное охлаждение и осушение в результате контакта с раствором абсорбента. Чтобы из потока удаляемого воздуха конденсировалась только избыточная для системы влага, необходимо обеспечить определенный расход холодного раствора через поверхностный теплообменник 9. Регулирование количества раствора осуществляется с помощью трехходового клапана 11, который по импульсу датчика концентрации раствора 12 изменяет соотношение количества раствора, направляемого в поверхностный теплообменник, и количества раствора, пропускаемого через обводной трубопровод. Датчик концентрации раствора 12 установлен в поддоне контактного аппарата 3п.

Процессы изменения состояния воздуха и раствора хлористого лития в контактных аппаратах на i – d диаграмме влажного воздуха показаны на рисунке 8.59. Поступающий наружный воздух с параметрами, соответствующими точке 2', нагревается и увлажняется в контактном теплообменнике (процесс 2'–2"), увеличение его влагосодержания равно Δd_2. Теплый раствор изменяет свое состояние по линии (процесс 1р–2р) практически при постоянной концентрации раствора. Удаляемый из помещения воздух изменяет свои параметры в поверхностном воздухоохладителе (процесс 1'–1"), температура поверхности которого на 3–6 °С выше начальной температуры раствора. Часть влаги, содержащаяся в воздухе, конденсируется, при этом изменение влагосодержания влажного воздуха составит $\Delta d_1'$. После поверхностного теплообменника удаляемый воздух с параметрами, соответствующими точке 1", поступает в контактный теплообменник, где окончательно осушается и охлаждается при непосредственном контакте с раствором соли (процесс 1"–1'"). Изменение влагосодержания удаляемого воздуха в контактном аппарате составит $\Delta d_1''$. Раствор изменяет свои параметры (процесс 1р–2р). При работе системы достигается равенство изменения влагосодержания наружного и удаляемого воздуха в контактных теплообменниках $\Delta d_2 = \Delta d_1''$, т. е. раствор получает от удаляемого и отдает приточному воздуху равное количество влаги, поэтому нет необходимости в восстановлении концентрации раствора и дополнительных затратах энергии на эти мероприятия.

Доведение состояния воздуха после контактного теплообменника до состояния приточного может осуществляться в различных аппаратах системы кондиционирования воздуха, что зависит от параметров воздуха на выходе из контактного аппарата в потоке приточного воздуха и параметров приточного воздуха. В разработанной схеме применены камера орошения и поверхностный воздухонагреватель. Температура воздуха в помещении поддерживается на заданном уровне с помощью регулирующего клапана на обратном трубопроводе воздухонагревателя по сигналу датчика температуры воздуха в помещении, а относительная влажность — с помощью воздушного регулирующего клапана на байпасе камеры орошения по сигналу датчика относительной влажности в помещении.

В систему утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем с контактными теплообменниками возможно объединить различное количество приточных и вытяжных установок.

Регенеративные теплообменники

В регенеративных теплообменниках поверхность насадки попеременно контактирует и обменивается теплотой с охлаждаемой и нагреваемой средой. Регенеративные теплообменники могут быть с неподвижной насадкой, выполняемой из материалов с высоким коэффициентом теплоусвоения (листы из полимерных материалов, пористые полиэтиленовые шарики, керамзитовый гравий и т.д.) и подвижной насадкой.

Передача теплоты в регенеративных вращающихся теплообменниках осуществляется одновременно с перемещением насадки из потока греющего воздуха в поток нагреваемого воздуха. Потоки воздуха проходят с определенной периодичностью в противоположных направлениях через одни и те же каналы: в одном потоке теплота аккумулируется теплообменной массой насадки, в другом — передается нагреваемому воздуху. Одновременно с передачей явной теплоты происходит передача скрытой теплоты в виде сконденсировавшейся в потоке удаляемого воздуха влаги, испаряющейся полностью или частично в потоке приточного воздуха при всех типах насадки: негигроскопичной насадке из металла и гигроскопичной тепловлагоаккумулирующей насадке. Так как основной целью систем кондиционирования воздуха является поддержание требуемой температуры и относительной влажности воздуха в помещении при обеспечении необходимой вентиляции, такой рекуператор может охлаждать и осушать приточный воздух в летнее время и подогревать и увлажнять в зимнее. Потенциальная экономия при охлаждении и осушении приточного воздуха летом при помощи роторных рекуператоров может быть настолько большой, что могут быть не только снижены эксплуатационные затраты, но и уменьшена мощность чиллера и котла.

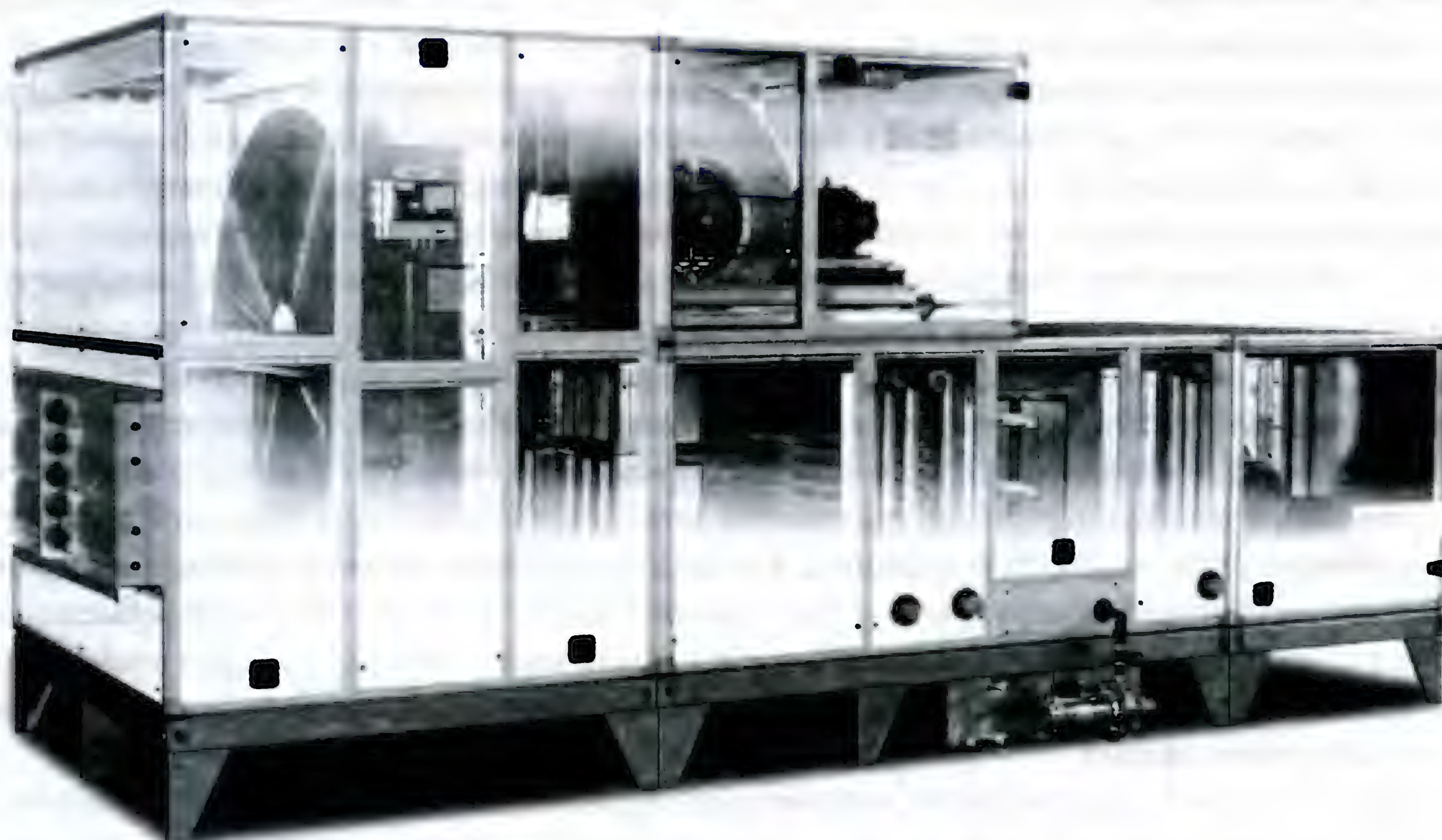


Фото 8.9. Центральный кондиционер с регенеративным вращающимся теплообменником

Теплоутилизаторы регенеративные вращающиеся предназначены для использования теплоты воздуха, удаляемого системами вентиляции и кондиционирования воздуха в производственных и общественных зданиях, в которых допускается рециркуляция, так как переток воздуха в этих теплообменниках составляет до 10%.

Теплоутилизатор состоит из корпуса, роторной насадки, разделяющей перегородки, электродвигателя с редуктором, приводного ремня. В некоторых конструкциях теплообменников есть продувочный сектор с напорной камерой.

Роторная насадка может быть регулярной, образующейся чередующимися плоскими и гофрированными алюминиевыми листами толщиной от 0,1 до 0,15 мм, образующими множество каналов, параллельных оси ротора (эквивалентный диаметр каналов от 1,5 до 10 мм) и нерегулярной, из металлической стружки, проволоки, отходов штамповки, из гигроскопических и негигроскопических материалов, например, из полимерных пленок, бумаги, пропитанной водостойким покрытием, фольги толщиной 0,07–0,2 мм. В качестве материалов для гигроскопических теплоаккумулирующих насадок можно использовать бумагу, асбестовый картон, тканые и волокнистые материалы, пропитанные раствором хлористого или бромистого лития.

Разделяющая перегородка делит воздушные потоки в горизонтальном направлении таким образом, что при вращении ротора через одну половину насадки проходит поток удаляемого, через другую, двигаясь противоточно, — поток приточного воздуха.

Продувочный сектор предназначен для снижения величины перетекания, связанного с механическим переносом воздуха при вращении роторной насадки, из потока удаляемого воздуха в поток приточного. Для увеличения эффективности работы продувочный сектор снабжен камерой наддува, соединяемой воздуховодом с нагнетательным патрубком приточного вентилятора. Для присоединения воздуховода к теплоутилизатору в торцовой части корпуса предусмотрено отверстие. Давление в каналах приточного воздуха должно быть больше, чем в каналах удаляемого на 40–100 Па, но не более чем на 300 Па.

Электродвигатель с редуктором и приводным ремнем служат для вращения роторной насадки. Частота вращения от 2 до 12±2 об./мин.

Коэффициент эффективности регенеративного вращающего теплообменника зависит от соотношения потоков удаляемого и приточного воздуха. Устойчивая работа и максимальное значение коэффициента эффективности достигается при равенстве расходов удаляемого и приточного воздуха и может достигать 80%. С увеличением расхода и скорости воздуха происходит снижение коэффициента эффективности. Количество передаваемой теплоты определяется значением коэффициента эффективности, который зависит также от скорости вращения насадки. Скорость вращения насадки может регулироваться тремя способами:

— двухпозиционное регулирование (включено, выключено);
— с помощью частотного преобразователя по аналоговому сигналу 0–10 В;
— с помощью частотного преобразователя по сигналу датчика температуры воздуха на выходе из теплообменника.

Скорость вращения большинства рекуператоров с влагопоглощающей насадкой изменяется в диапазоне от 20 до 60 об./мин. Такая скорость необходима для достижения хороших показателей эффективности теплообмена (например, в пределах $60 < \theta < 85\%$). Следовательно, влагопоглощающие покрытия должны быть способны поглощать влагу приблизительно в 100 раз интенсивнее, чем роторные осушители, предназначенные только для осушения воздуха.

Пример компоновки вращающегося регенератора показан на рисунке 8.61.

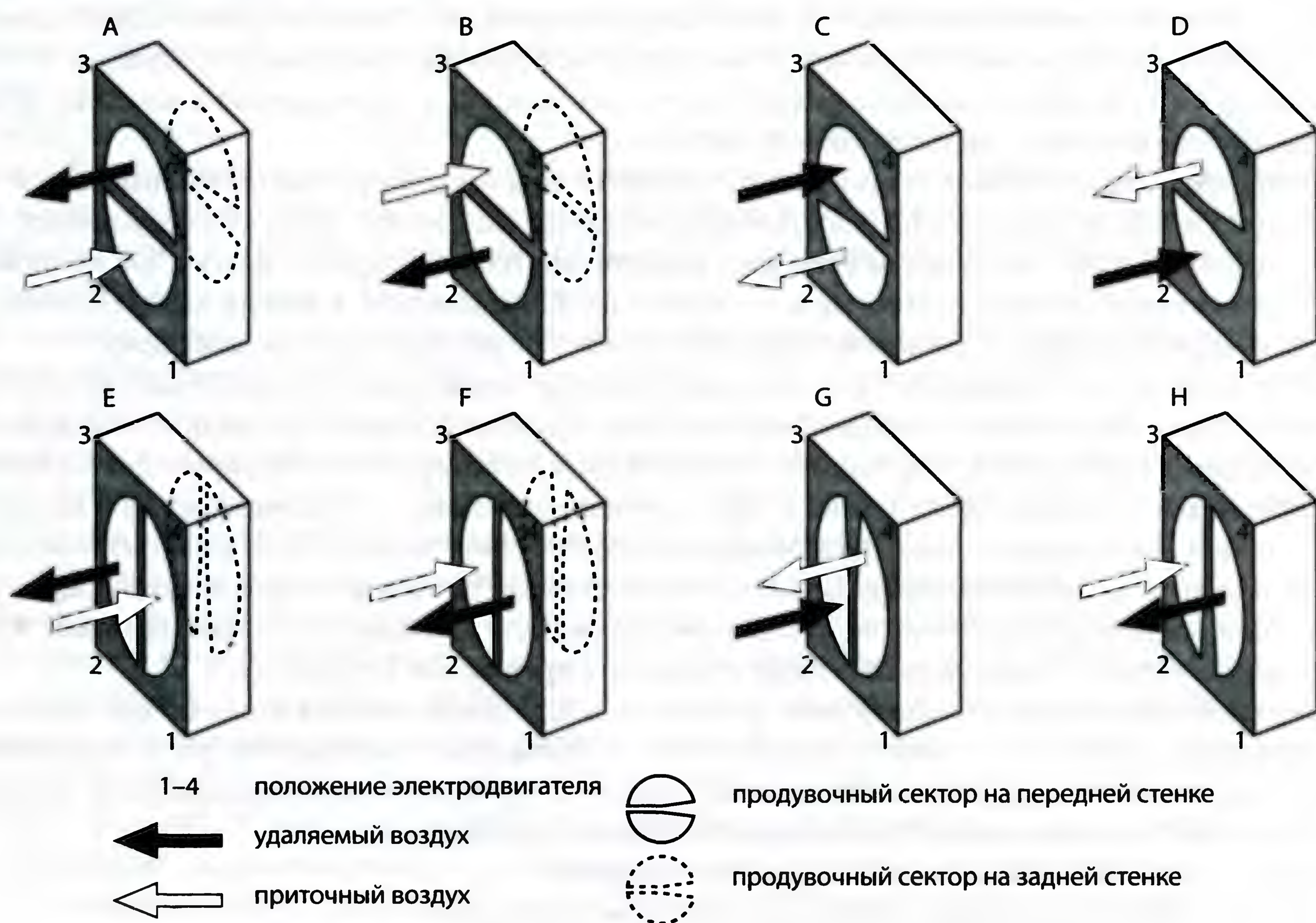


Рисунок 8.61. Пример компоновки вращающегося регенератора

Выбор типа теплообменника и схемы утилизации и регенерации теплоты

Выбор типа теплообменника и схемы утилизации или регенерации теплоты определяется производительностью системы кондиционирования воздуха, планировкой здания и его конструкциями, размещением помещений для оборудования кондиционирования воздуха и вытяжных установок, удобством компоновки с остальным оборудованием, гигиеническими требованиями, параметрами

наружного климата в холодный период года, параметрами удаляемого воздуха или газовоздушной смеси от технологических установок, устойчивостью к замерзанию конденсата, способом регулирования. При выборе также следует учитывать осредненные показатели теплообменника, такие как: коэффициенты эффективности по полной и явной теплоте, коэффициент, учитывающий перетекание вытяжного воздуха в поток приточного, утечки приточного воздуха, потери давления по воздуху, температурный диапазон применения и др.

Согласно нормативной литературы, размещение оборудования приточных систем не всегда допускается в одном помещении с оборудованием вытяжных систем и зависит от категории обслуживаемых помещений. В гражданских и жилых зданиях возможно размещение приточных и вытяжных установок в одном помещении, применяется обычно двухъярусная установка центрального кондиционера с общим теплообменником для регенерации теплоты. При этом выбросы в атмосферу следует размещать на расстоянии не менее 10 м по горизонтали или 6 м по вертикали от забора приточного воздуха, если горизонтальное расстояние меньше 10 м. В производственных зданиях воздуховоздушные теплообменники следует размещать в помещении для приточных систем.

Если помещения для приточных и вытяжных установок расположены на значительном удалении одна от другой, для обеспечения полной изоляции потоков воздуха, исключая возможность переноса вредных, взрыво-пожароопасных веществ, запахов, бактерий, следует использовать системы с промежуточным теплоносителем. Они могут быть использованы как для одиночных установок, так и для группы установок (нескольких приточных и вытяжных). Чтобы исключить риск замерзания теплообменника в условиях суровой зимы следует использовать системы регенерации теплоты с контактными теплообменниками в потоке удаляемого воздуха с применением в качестве промежуточного теплоносителя раствора соли абсорбента.

Существуют гигиенические ограничения на использование регенеративных вращающихся теплообменников. Их не разрешается использовать в школах, больницах, детских учреждениях, там, где по гигиеническим требованиям запрещен перенос вирусов, бактерий и других микроорганизмов в поток чистого воздуха. Также не допускается их использование в жилых зданиях, чтобы не допустить перенос запахов удаляемого воздуха из кухонь и санузлов в жилые помещения.

Регенерация теплоты влажного удаляемого воздуха при охлаждении его ниже температуры «точки росы» сопровождается конденсацией водяных паров. В этих условиях при низких температурах наружного воздуха начинается процесс инееобразования на поверхности, что приводит к увеличению аэродинамического сопротивления и уменьшению интенсивности теплопередачи. В холодный период года в воздуховоздушном теплообменнике любого типа может образовываться конденсат или наблюдаться промерзание оборудования, хотя различные теплообменники могут обладать разной устойчивостью к этим неблагоприятным явлениям. Если выпадение конденсата может иметь место при расчетных условиях, необходимо обеспечить дренаж для конденсата.

Замораживание может ухудшить работу системы кондиционирования воздуха или повредить оборудование, поэтому в условиях сурового климата обязательна система контроля замораживания теплообменника и управление его работой с целью предотвращения замораживания. Такое управление может обеспечиваться при помощи различных способов:

— периодическое отключение подачи приточного воздуха;
— устройство обводного канала (байпаса) по приточному воздуху;
— применение байпаса в потоке наружного воздуха в пластинчатых теплообменниках;
— предварительный подогрев наружного воздуха;
— контроль скорости вращения вращающегося (регенеративного) теплообменника;
— подогрев промежуточного теплоносителя.

Если производитель не решает проблему контроля замораживания для установок, применяемых в условиях холодного климата, то проектировщик должен предусматривать соответствующие мероприятия в проекте. Все эти способы приводят к снижению коэффициента эффективности тепло-

обменника и экономической эффективности использования регенерации теплоты в условиях сурового климата большей части территории России. В последнее время применяется способ подогрева удаляемого воздуха, повышающий коэффициент эффективности теплообменника, но требующий дополнительных затрат энергии.

При использовании теплоты воздуха или газовоздушных смесей, которые содержат пыль или аэрозоль, необходимо устанавливать фильтры перед теплообменником для защиты его от загрязнений.

Основным показателем работы теплообменника является коэффициент эффективности, который определяется как отношение количества передаваемой явной, полной теплоты или влаги к максимально возможному количеству передаваемой явной, полной теплоты и влаги между потоками.

Различают три значения коэффициента эффективности: по полной теплоте, по скрытой теплоте (влаге) и по явной теплоте. Коэффициент эффективности во всех трех случаях обозначают с помощью следующего выражения согласно стандарта ARI 1060–2000:

$$\theta = \frac{G_2(X_2^{'} - X_2^{"})}{G_{мин}(X_1^{'} - X_2^{'})}, \qquad (8.11)$$

где $\theta_{t,d,i}$ — соответственно коэффициент эффективности по явной, скрытой и полной теплоте,

G — массовый расход воздуха, кг/с;

X — параметр состояния воздуха: температура t, °С; влагосодержание d, г/кг; энтальпия i, кДж/кг;

нижние индексы: 1 — удаляемый воздух, 2 — приточный воздух, мин — минимальный расход воздуха;

верхние индексы: ‘ — начальное значение, “ — конечное значение.

Коэффициент эффективности теплообменника зависит от схемы движения теплообменивающихся сред, для противотока и прямотока определяется по формулам, полученным при решении дифференциальных уравнений теплового баланса для теплообменивающихся сред и теплопередачи для элементарного элемента теплообменника.

В теплообменнике с перекрестным током температурное поле неравномерно по поперечному сечению теплообменника и по длине. Для перекрестного тока сложно, а при смешанном токе невозможно аналитически точно получить подобную формулу, поэтому коэффициенты эффективности в этих случаях определяются экспериментальным путем при испытании теплообменника в специальной лаборатории. Данные испытаний фирмы-производители представляют в виде графиков в каталогах в зависимости удельного расхода воздуха на 1 м длины.

Коэффициент эффективности зависит от коэффициента теплопередачи теплообменника, площади поверхности теплообмена, расходов теплообменивающихся сред. При увеличении коэффициента теплопередачи и площади поверхности теплообмена он возрастает, при увеличении расходов воздуха — уменьшается. Коэффициент эффективности теплообменника — не постоянная величина в процессе работы теплообменника, он косвенно зависит от начальных параметров теплообменивающихся сред, в меньшей степени эта зависимость сказывается на коэффициенте эффективности по явной теплоте, в большей степени — на коэффициенты эффективности по скрытой и полной теплоте.

Перетекание вытяжного воздуха в приточный характеризуется коэффициентом передачи вытяжного воздуха (EATR, Exhaust Air Transfer Ratio). EATR представляет собой долю удаляемого (рециркуляционного) воздуха, перетекающего в приточный воздух в теплообменнике. Чем меньше значение коэффициента EATR, тем лучше. Умеренные значения этого коэффициента могут быть приемлемыми в системах кондиционирования воздуха, где допустима рециркуляция воздуха, например, в пределах одной квартиры жилого здания. Рециркуляция не допустима в чистых помещениях больниц и исследовательских лабораториях, школах, детских садах и т.д., поэтому, если теплообменник имеет даже небольшое значение EATR, отличное от нуля, он не должен применяться в системах кондиционирования воздуха таких зданий.

Значение коэффициента эффективности с учетом перетекания:

$$\theta_{net} = \frac{G_2(X_2^{'} - \dfrac{X_2^{''} - (EATR)X_2^{'}}{(1 - EATR)})}{G_{мин}(X_1^{'} - X_2^{'})}. \qquad (8.12)$$

Падение давления на воздуховоздушном теплообменнике не обязательно должно быть одинаковым для потоков приточного и вытяжного воздуха. Этот показатель для обоих потоков должен задаваться для всех значений скорости в сечении и температуры на входе. Типичные значения падения давления для каждого типа теплообменников представлены в таблице 8.16. Эти значения должны определяться в независимой лаборатории в соответствии со стандартом.

С помощью поправочного коэффициента для наружного воздуха (OACF, Outside Air Correction Factor) учитываются утечки приточного воздуха в каналах воздуховоздушного устройства. Для сбалансированных по массе потоков воздуха этот коэффициент равен отношению массовых расходов наружного воздуха до и после теплообменника. Типичные значения поправочного коэффициента для наружного воздуха представлены в таблице 8.16 (при условии отсутствия утечек удаляемого воздуха в приточный). Если поправочный коэффициент больше 1, воздух переносится из потока приточного воздуха в поток удаляемого воздуха и, таким образом, для обеспечения требуемого воздухообмена внутри здания подача наружного воздуха должна быть соответственным образом увеличена.

Таблица 8.16. Сравнительные характеристики воздуховоздушных теплообменников

	Пластинчатые	Вращающиеся (регенеративные)	С тепловыми трубками	С промежуточным теплоносителем
По полной теплоте, θ_i		0,55–0,85		
По явной теплоте, θ_t	0,5–0,8	0,5–0,8	0,45–0,65	0,4–0,65
Потери давления, Па	100–1000	100–300	150–500	150–500
EATR, %	0–5	1–10	0–1	0
OACF	0,97–1,06	1,0–1,2	0,99–1,01	1,0
Скорость в сечении, м/с	1–5	2–5	2–4	1,5–3
Температурный диапазон	от –60 до 800°С	от –55 до 800°С	от –40 до 40°С	от –45 до 500°С
Преимущества	– отсутствие движущихся частей – малое падение давления – удобство очистки	– перенос влаги – компактные системы большой производительности – малое падение давления	– отсутствие движущихся частей за исключением, устройства регулирования наклона трубок – некритичность местоположения вентилятора – высокое значение допустимой разности давления	– поток удаляемого воздуха изолирован от потока приточного воздуха – некритичность местоположения вентилятора – высокое значение допустимой разности давления
Ограничения	– небольшая деформация пластин за счет разности давления – перенос влаги только в некоторых конструкциях	– в холодном климате высокие затраты на обслуживание – некоторые ограничения на EATR без продувки	– эффективность ограничивается потерями давления и стоимостью	– для достижения высокого коэффициента эффективности часто необходима точная расчетная модель
Регулирование количества передаваемой теплоты	– байпас и регулирующие клапаны	– байпас и регулирующие клапаны, контроль скорости вращения насадки	– уменьшение угла наклона трубок до 10° от положения при максимальной тепловой эффективности или байпас	– трехходовой регулирующий клапан на трубопроводе или устройство регулирования скорости вращения электродвигателя насоса

В таблице 8.17 содержатся показатели эффективности роторных осушителей, роторных рекуператоров и пластинчатых теплообменников с влагопоглощающими пластинами. Эти данные включают в себя семь показателей (три показателя эффективности, два показателя падения давления, коэффициенты EATR и OACF). Для сравнения с роторными осушителями, в таблице 8.17 приведены показатели эффективности утилизации энергии (EER) для роторных рекуператоров. Эффективность утилизации энергии (EER) определяется также, как и степень энергетической эффективности (coefficient of performance COP), используемая при сравнении холодильных машин и тепловых насосов (см. Главу 10), т. е. показатель EER равен отношению количества утилизируемой в теплообменнике теплоты (в условиях испытаний ARI), к суммарной мощности электроэнергии, потребляемой вентиляторами, вспомогательными электродвигателями и нагревателями. Для типичных роторных рекуператоров значения EER варьируются в пределах от 40 до 100.

Таблица 8.17. Сравнительные характеристики тепловлагообменников

	Роторный осушитель	Роторный рекуператор	Влагопроницаемые пластины
По полной теплоте, θ_i	—	0,5–0,85	0,5–0,85
По скрытой теплоте, θ_d	—	0,5–0,85	0,3–0,8
По явной теплоте, θ_t	—	0,5–0,8	0,4–0,8
COP/EER	0,4–1	40–100	20–80
Потери давления, Па	100–300	100–300	100–300
EATR, %	0–1	1–10	1–5
OAFC	1–1,02	1–1,1	0,97–1,06
Преимущества	– малое падение давления – возможность использования утилизируемой теплоты	– малое падение давления – возможность применения во всех вентиляционных системах	– малое падение давления – отсутствие движущихся частей
Ограничения	– необходим дополнительный источник теплоты – необходимо охлаждение воздуха после осушки	– в некоторых случаях необходимо дополнительное охлаждение или подогрев приточного воздуха	– в некоторых случаях необходимо дополнительное охлаждение или подогрев приточного воздуха
Схемы контроля тепловой эффективности	– байпасные заслонки и контроль скорости вращения	– байпасные заслонки и контроль скорости вращения	– байпасные заслонки

Окончательный выбор схемы регенерации теплоты и типа теплообменника следует проводить на основе технико-экономического сравнения хотя бы двух вариантов.

Вентиляторный блок

Вентиляторный блок служит для перемещения воздуха в кондиционере через технологические и конструктивные блоки и от вентиляционного центра к помещениям по воздуховодам. Вентиляционный агрегат центрального кондиционера с вентилятором двухстороннего всасывания (рисунок 8.62) состоит из:

— центробежного вентилятора двухстороннего всасывания в спиральном корпусе;
— асинхронного электродвигателя;
— ременного привода со шкивами типа Taperlok с устройством натяжения ремня (фото 8.10);



Фото 8.10. Пружинные виброизоляторы

— противовибрационных виброизоляционных опор, обычно резиновых, под заказ — пружинных;
— установочной рамы под электродвигатель.

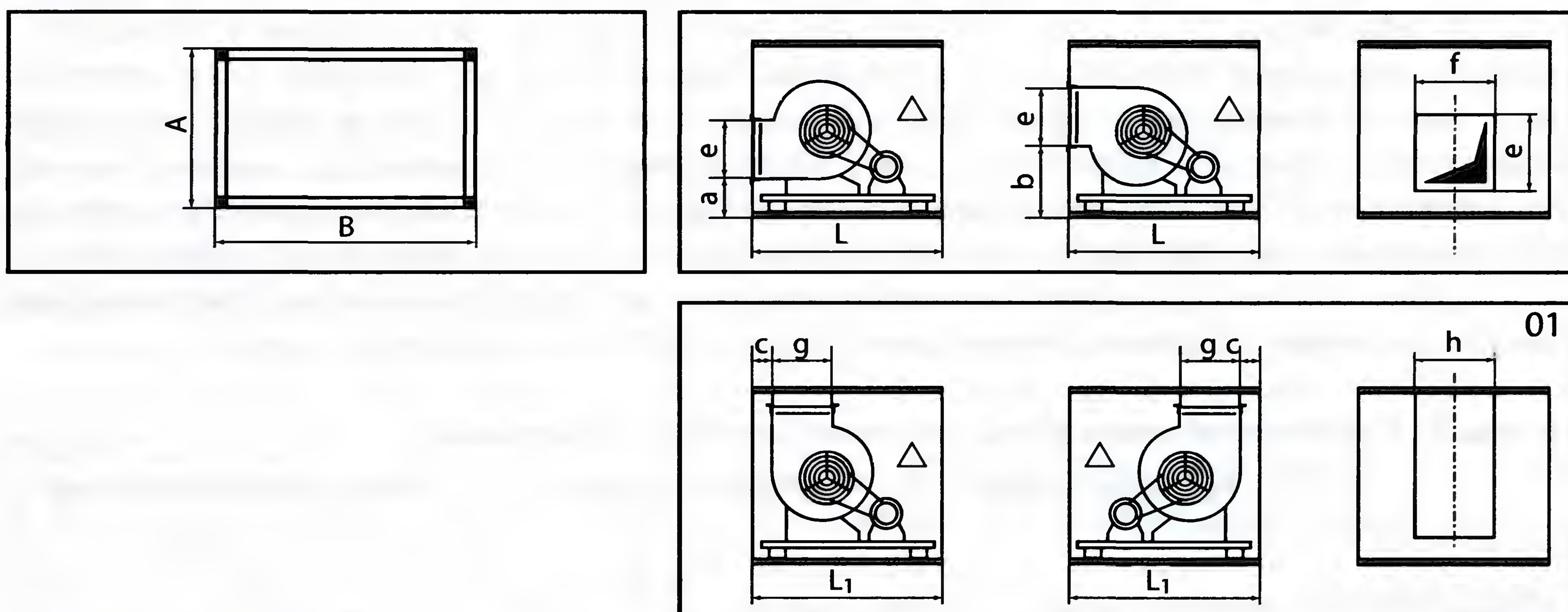


Рисунок 8.62. Вентиляторный блок центрального кондиционера с вентилятором двухстороннего всасывания

Вентиляционный агрегат центрального кондиционера со свободно расположенным рабочим колесом состоит из:
— свободного рабочего колеса без корпуса на одной оси с электродвигателем;
— синхронного или асинхронного электродвигателя;
— блока электронного управления электродвигателем, для асинхронного двигателя — частотного преобразователя.

Корпус блока образован из тепло-звукоизолированных панелей. В корпусе вентиляторного блока со стороны обслуживания предусмотрена дверца. Имеется микровыключатель остановки вентилятора при открытии дверцы обслуживания.

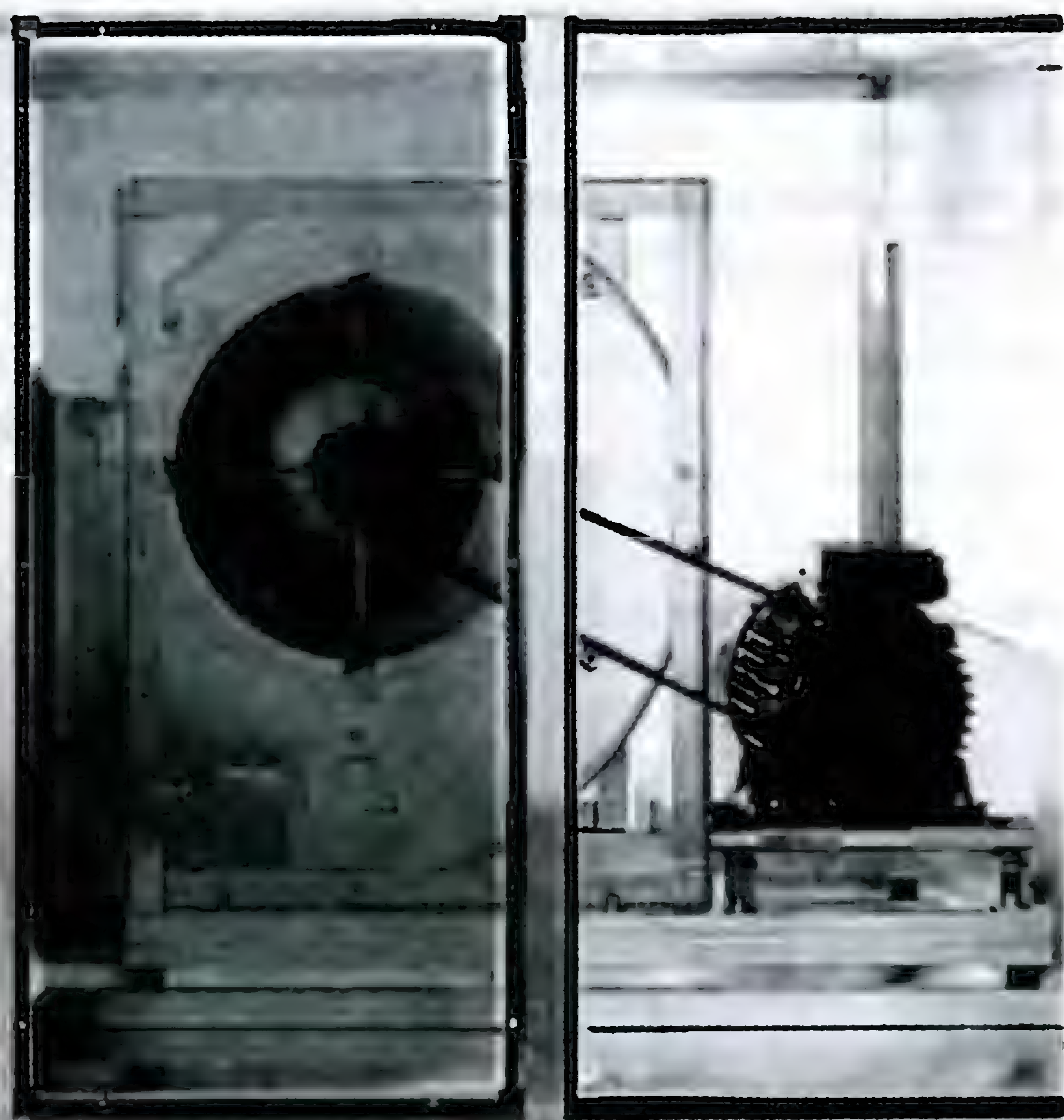


Фото 8.11. Вентиляционный агрегат центрального кондиционера с вентилятором двухстороннего всасывания

На выхлопном патрубке вентилятора установлена гибкая вставка, соединенная с корпусом, с тем, чтобы вибрация не передавалась на корпус. С этой же целью вентилятор с электродвигателем на общей раме размещены на виброизолирующем основании.

Вентилятор двухстороннего всасывания имеет два входных отверстия и общее выходное и представляет собой объединение двух зеркальных рабочих колес в одном спиральном корпусе с двумя всасывающими отверстиями. Расход перемещаемого воздуха таким вентилятором примерно в два раза больше, чем расход воздуха в обычном вентиляторе с одним всасывающим отверстием при том же развиваемом давлении. Корпус вентилятора имеет форму улитки, вычерченной по закону спирали Архимеда. Назначение корпуса — преобразование динамического давления на выходе из рабочего колеса в дополнительное статическое давление и придание выходящему потоку воздуха определенного направления,

при котором преобразование давления сопровождается меньшими потерями.



Фото 8.12. Вентиляционный агрегат центрального кондиционера со свободно расположенным рабочим колесом

Корпус вентилятора размещен в раме. Вид рамы, способ крепления подшипников определяет исполнение вентилятора. Вентиляторы Nicotra, применяемые в центральных кондиционерах НС Clivet и каркаснопанельных КЦКП («Веза», «Мовен», «Воздухотехника») производятся в следующем исполнении в зависимости от вида рабочего колеса:

Исполнение вентиляторов с лопатками, загнутыми назад: S — облегченная рама из полосовой стали, подшипники установлены на радиальные опоры с резиновыми противовибрационными кольцами, R — рама из легкого уголка (гнутый оцинкованный лист) для размеров вентиляторов от 160 до 710, подшипники установлены на радиальные опоры с резиновыми противовибрационными кольцами, К — рама усиленная из профильной стали (уголок или швеллер) для вентиляторов с диаметром рабочего колеса от 200 до 1000, подшипники устанавливаются на стальные опоры с ниппелями под смазку, К2 — рама усиленная из профильной стали (уголок или швеллер) для вентиляторов с диаметром рабочего колеса от 560 до 1000, усиленные подшипники (увеличенный срок службы) устанавливаются на стальные опоры с ниппелями под смазку.

Исполнение вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед: R — рама из легкого уголка (гнутый оцинкованный лист) для размеров вентиляторов от 180 до 710, подшипники установлены на радиальные опоры с резиновыми противовибрационными кольцами, К — рама усиленная из профильной стали (уголок или швеллер) для вентиляторов с диаметром рабочего колеса от 200 до 1000, подшипники устанавливаются на стальные опоры с ниппелями под смазку, К2 — рама усиленная из профильной стали (уголок или швеллер) для вентиляторов с диаметром рабочего колеса от 560 до 1000, усиленные подшипники (увеличенный срок службы) устанавливаются на стальные опоры с ниппелями под смазку. Усиленные подшипники применяются для вентиляторов с высокими значениями скорости вращения рабочего колеса.

Исполнение вентиляторов с профилированными лопатками, загнутыми назад: В — рама из легкого уголка (гнутый оцинкованный лист) для размеров вентиляторов от 355 до 710, подшипники установлены на радиальные опоры с резиновыми противовибрационными кольцами, Т1 — рама усиленная из профильной стали (уголок или швеллер) для вентиляторов с диаметром рабочего колеса от 355 до 1000, подшипники устанавливаются на стальные опоры с ниппелями под смазку, Т2 — рама усиленная из профильной стали (уголок или швеллер) для вентиляторов с диаметром рабочего колеса от 355 до 1000, усиленные подшипники (увеличенный срок службы) устанавливаются на стальные опоры с ниппелями под смазку.

Применяются три типа рабочих колес центробежных вентиляторов двухстороннего всасывания:
— с обычными лопатками, загнутыми назад;
— с обычными лопатками, загнутыми вперед;
— с профилированными лопатками, загнутыми назад.

Вентиляторы, в рабочих колесах которых лопатки загнуты вперед, развивают более высокие давления по сравнению с вентиляторами с лопатками, загнутыми назад, при том же расходе воздуха и числе оборотов рабочего колеса. При одинаковом расходе воздуха и развиваемом давлении вентиляторы с лопатками, загнутыми вперед, имеют меньший диаметр рабочего колеса и, следовательно, меньшие габариты. Количество лопаток больше в рабочем колесе с лопатками, загнутыми вперед. В рабочих колесах с лопатками, загнутыми вперед, наблюдается значительное вихреобразование и повышенные гидравлические потери, и, как следствие, повышенный уровень шума и более

низкое значение коэффициента полезного действия, чем у вентиляторов с лопатками, загнутыми назад. Число оборотов рабочего колеса одинакового диаметра вентилятора, лопатки рабочего колеса которого загнуты вперед, меньше чем у вентилятора с лопатками, загнутыми назад, при одних и тех же значениях расхода воздуха и развиваемого давления. Поэтому при одинаковом диаметре рабочего колеса и одинаковых параметрах работы (расходе воздуха и развиваемом давлении) уровень звуковой мощности, создаваемой вентилятором с лопатками, загнутыми вперед, может быть не намного больше или даже ниже, чем у вентилятора с лопатками, загнутыми назад.

Характеристика вентилятора с лопатками, загнутыми вперед (графическая зависимость развиваемого давления от расхода воздуха), седлообразная: сначала подъем, затем плавное уменьшение давления при возрастании расхода воздуха. Нежелательно, чтобы при подборе вентилятора с лопатками, загнутыми вперед, рабочая точка попала в нижнюю часть седла, коэффициент полезного действия при этом близок к минимальному значению, при работе вентилятора возможна его неустойчивая работа. Рабочая точка должна находиться на характеристике правее точки, где достигается максимум давления. Потребляемая мощность вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, при увеличении расхода воздуха все время круто возрастает. В случае неточного аэродинамического расчета сети воздуховодов, когда завышается аэродинамическое сопротивление вентиляционной сети при подборе вентилятора по сравнению с фактическим, а также когда не обеспечена герметичность вентиляционной сети, возможно резкое увеличение потребляемой мощности электродвигателем вентилятора при его пуске, перегрев электродвигателя и выход вентилятора из строя. Самые высокие значения коэффициента полезного действия наблюдаются при значениях расхода, которым соответствует максимум давления. Вентиляторы с рабочими колесами, когда лопатки загнуты вперед, менее чувствительны к качеству исполнения узла «входной коллектор — рабочее колесо».

Вентиляторы с рабочими колесом, лопатки которого загнуты назад, развивают меньшее давление, но имеют более высокие значения коэффициента полезного действия, более низкий уровень шума и они более предпочтительны в гражданских зданиях. Характеристика такого вентилятора — круто падающая вниз, максимум коэффициента полезного действия немного смещен вправо от точки резкого падения характеристики, потребляемая мощность при увеличении расхода воздуха сначала плавно возрастает, но затем уменьшается. Работа такого вентилятора всегда будет устойчивая при любом положении рабочей точки на характеристике. Аэродинамические характеристики таких вентиляторов очень чувствительны к качеству изготовления узла стыковки входного коллектора с рабочим колесом. Максимальная эффективность достигается при выполнении зазора между коллектором и колесом 0,5% от диаметра рабочего колеса, а это при малых размерах рабочего колеса трудно реализуемое условие и может быть выполнено только в заводских условиях.

Самые высокие значения коэффициента полезного действия у центробежного вентилятора, рабочее колесо которого имеет профилированные лопатки, загнутые назад. Форма характеристики такого вентилятора близка к форме характеристики вентилятора с лопатками, загнутыми назад, и он имеет те же преимущества и недостатки. Максимальная потребляемая мощность достигается недалеко от максимума коэффициента полезного действия, а затем снижается при увеличении расхода воздуха.

Вентиляторы в корпусе соединяются с электродвигателем с помощью шкиво-ременной передачи с постоянным передаточным отношением. Изменять частоту вращения рабочего колеса вентилятора возможно при изменении передаточного отношения подбором и заменой шкивов, устанавливая шкивы на вентиляторе и электродвигателе разного диаметра. Шкивы имеют втулки, облегчающие и упрощающие регулирование, монтаж и демонтаж шкивов, позволяющие применять шкивы различного диаметра. В процессе работы вентагрегата регулирование частоты вращения рабочего колеса невозможно.

Вентиляторы могут быть правого и левого вращения. Направление вращения вентиляторов двухстороннего всасывания определяется по правилу: если смотреть со стороны всасывания

с электроприводом, то вентилятор, рабочее колесо которого вращается по часовой стрелке, называется вентилятором правого вращения, если против часовой стрелки, — то левого вращения. Имеется несколько положений корпуса, определяемых углом поворота относительно исходного нулевого положения. Углы поворота корпуса отсчитывают по направлению вращения рабочего колеса. Для вентиляторов двухстороннего всасывания возможно шесть положений корпуса, которым соответствует определенное положение выхлопного отверстия вентилятора (рисунок 8.63)

Вентиляторы без корпуса имеют один вход на рабочее колесо, ось рабочего колеса насаживается непосредственно на вал асинхронного электродвигателя. Регулирование количества оборотов электродвигателя и рабочего колеса вентилятора осуществляется с помощью частотного преобразователя, который идет в комплекте с электродвигателем. Изменение скорости вращения рабочего колеса достигается путем взаимосвязанного изменения основной гармоники питательного напряжения и частоты тока, подаваемого на обмотки статора электродвигателя. Регулирование частоты обеспечивает адекватное изменение скорости вращения ротора, а амплитуда питающего напряжения при фиксированном значении частоты определяет величину максимального момента, развиваемого на валу двигателя.

Электродвигатель вентилятора, установленный в корпусе, омывается потоком воздуха и охлаждается. Применяются асинхронные трехфазные двигатели с короткозамкнутым ротором формы B3 с горизонтальной осью, класс защиты IP 55, класс изоляции F согласно международного стандарта IEC 34.1 и IEC 34.2. Приблизительный общий вес 4-х полюсного электродвигателя, включая ременной привод, может быть определен по графику на рисунке 8.64. По отдельному запросу возможна поставка вентиляторов во взрывозащищенном исполнении со специальными электродвигателями CENELEC, а также асинхронных двигателей: однофазных, с автоторможением, с переменной скоростью вращения типа TASC.

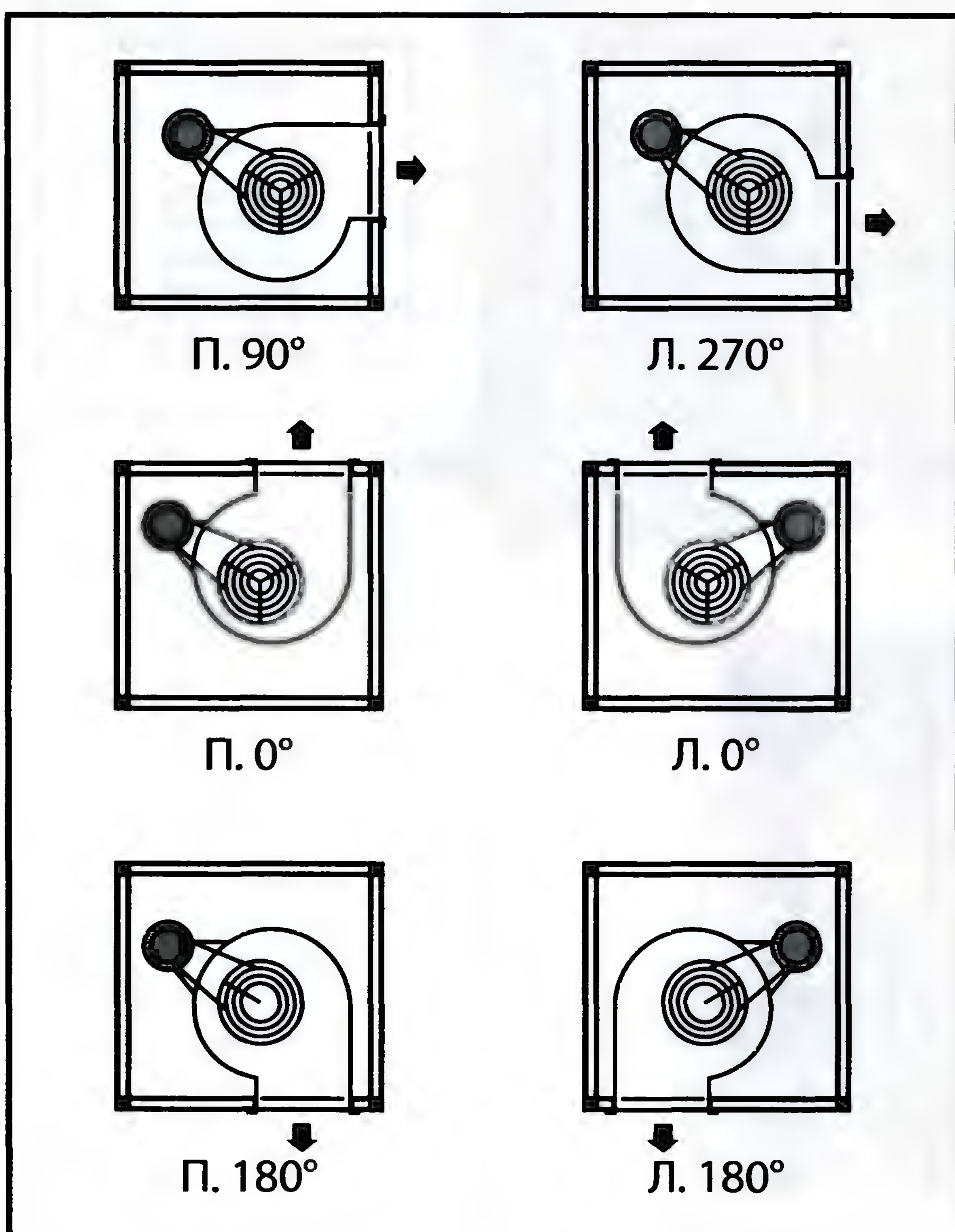


Рисунок 8.63. Положения корпуса вентилятора двухстороннего всасывания

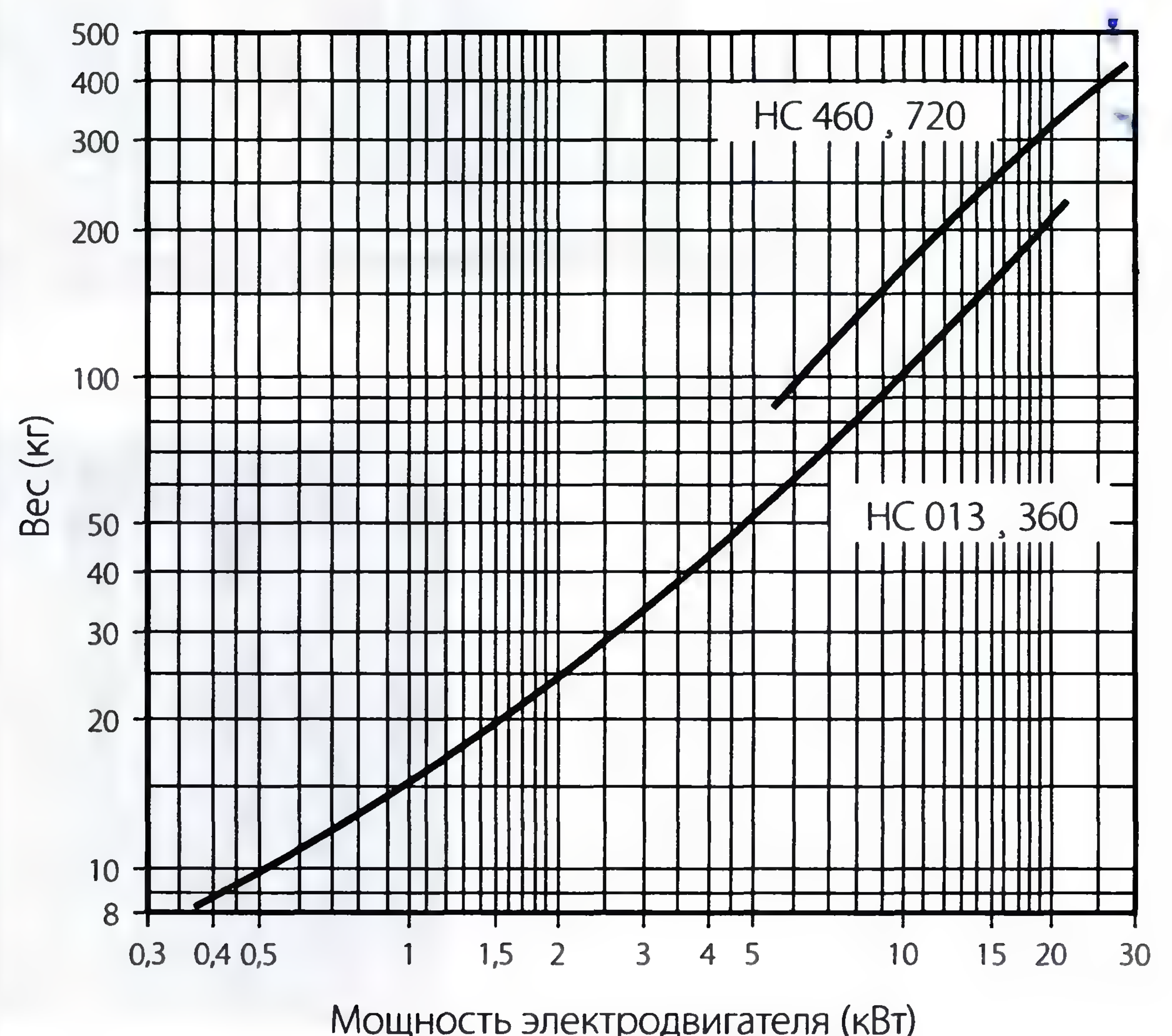


Рисунок 8.64. Определение общего веса 4-х полюсного электродвигателя

Блок шумоглушения

В блоке шумоглушения (рисунок 8.65) установлен пластинчатый шумоглушитель, предназначенный для снижения уровня звуковой мощности, создаваемой вентилятором центрального кондиционера. Устанавливается обычно после блока вентилятора, между ними обязательно размещают блок обслуживания для распределения потока воздуха после выходного отверстия вентилятора, особенно для вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед. При необходимости установки двух блоков шумоглушения между ними также устанавливается промежуточная секция обслуживания, чтобы не допустить уменьшения эффективности снижения уровня шума. Каркас пластин шумоглушителя из оцинкованной стали заполнен звукопоглощающим материалом из минеральной ваты. Поверхность пластин покрыта слоем волокна, препятствующего уносу частиц минеральной ваты потоком воздуха или для кондиционеров в гигиеническом исполнении полиэтиленовой пленкой. Для улучшения аэродинамики потока воздуха и снижения потерь давления на концах пластин со стороны входа воздуха предусмотрены обтекатели. Нет необходимости устанавливать блоки шумоглушения на входе в кондиционер даже при высоких акустических требования снаружи здания, так как расчеты показывают, что снижение уровня звуковой мощности в фильтре, воздухонагревателе, воздухоохладителе, блоке увлажнения в сумме обеспечивают на входе воздуха допустимый уровень звукового давления снаружи здания. Необходимость установки блоков шумоглушения на стороне выброса удаляемого воздуха определяется местом расположения здания и выбросных устройств и требованиями по шуму окружающей территории здания. Необходимость установки шумоглушителя на стороне всасывания вытяжного вентилятора должна проверяться акустическим расчетом.

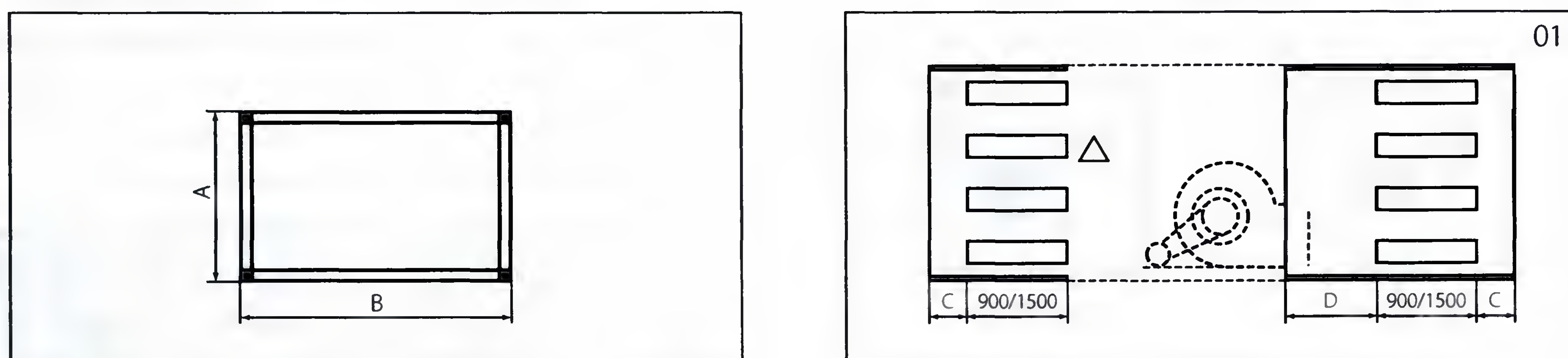


Рисунок 8.65. Блок шумоглушения с пластинчатым шумоглушителем



Фото 8.13. Пластинчатые шумоглушители

Многозональные блоки

Многозональные блоки (рисунок 8.66) предназначены для двухканальных систем кондиционирования воздуха, в которых воздух по двум каналам подается в смесительное устройство, размещаемое в каждом помещении или зоне одного помещения. Многозональный блок объединяет вентиляторный блок и камеру разделения потоков воздуха на два канала, в каждом из которых установлены соответственно воздухонагреватель и воздухоохладитель. В каналах на выходе воздуха имеются один или несколько воздушных клапанов, к которым присоединяются воздуховоды.

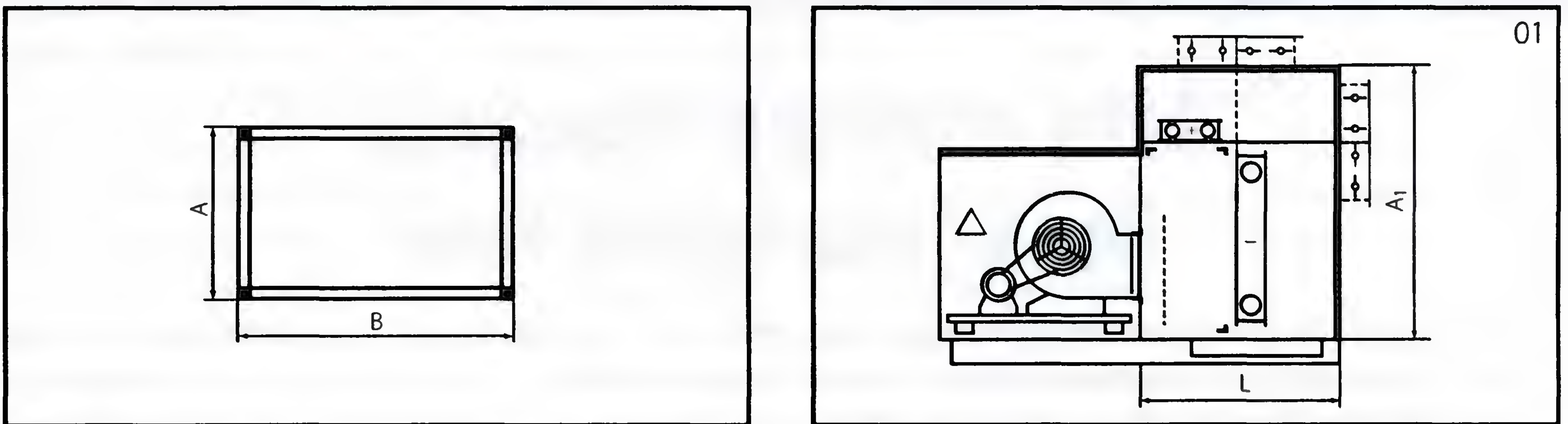


Рисунок 8.66. Многозональный блок

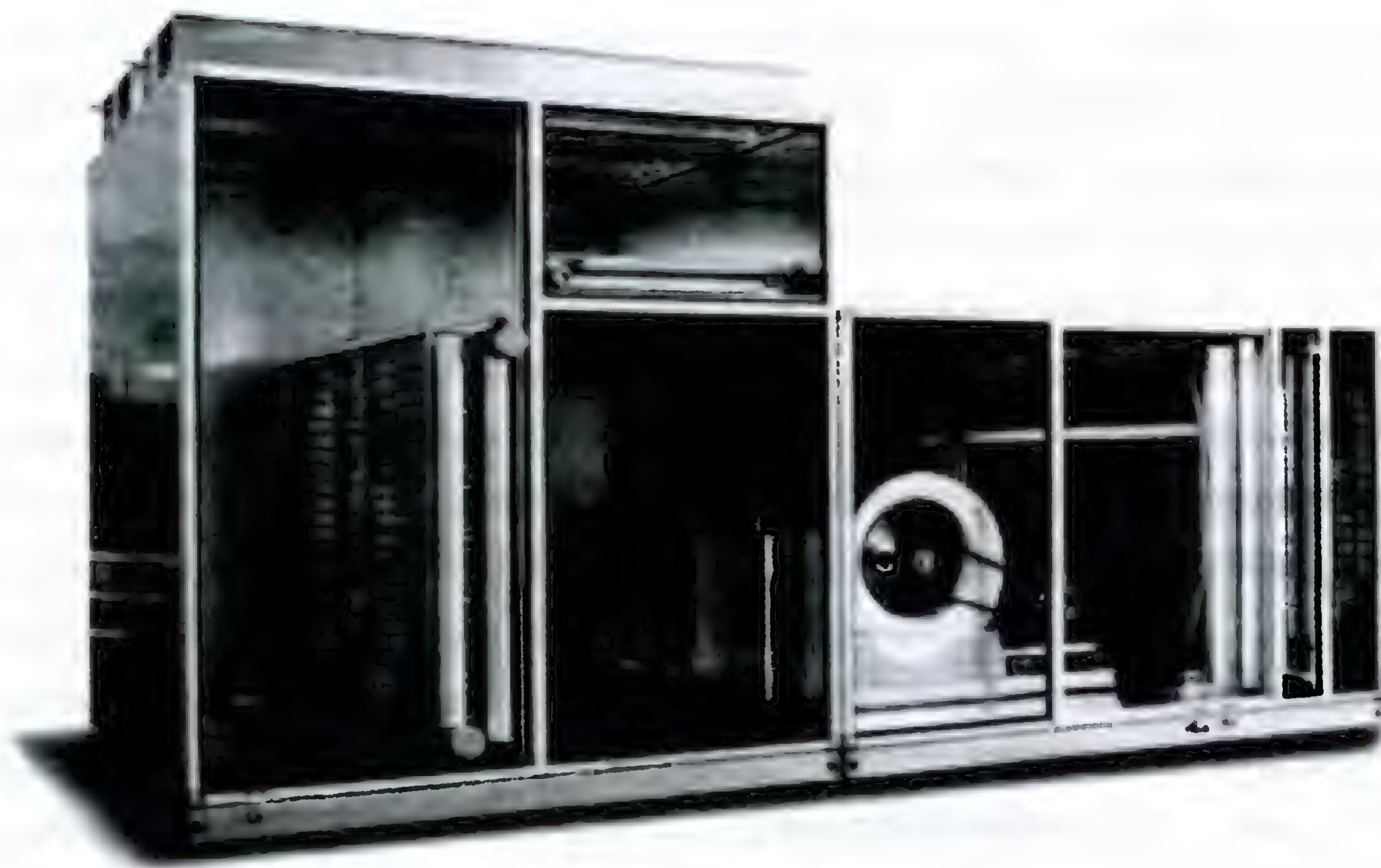


Фото 8.14. Многозональный блок

ГЛАВА 9

Выбор типоразмера кондиционера. Расчет функциональных блоков

Выбор типоразмера центрального кондиционера 411
Расчет функциональных блоков центрального кондиционера 413
Воздухонагреватели и воздухоохладители 413
Расчет воздухонагревателя центрального кондиционера 417
Проверка возможности замерзания теплоносителя в воздухонагревателе 421
Расчет воздухоохладителя центрального кондиционера 423
Камера орошения для реализации политропных процессов обработки воздуха 426
Методики расчета политропных камер орошения 430
Блоки увлажнения центральных кондиционеров 432
Адиабатные камеры орошения 432
Блок сотового увлажнения 438
Блок парового увлажнения 441
Блоки воздушно-водяного и водяного распыления 443
Блок ультразвукового увлажнения 445
Блоки с фильтрами 446
Блоки регенерации теплоты удаляемого воздуха 448
Поверочный расчет рекуперативных теплообменников 453
Расчет контактных теплообменников 461
Расчет системы регенерации теплоты с промежуточным теплоносителем с двумя рекуперативными теплообменниками (СУТПТ) 461
Подбор вентиляционного агрегата 466
Подбор центрального кондиционера с помощью компьютерной программы 472

Выбор типоразмера центрального кондиционера

После составления технологической схемы обработки воздуха в центральном кондиционере необходимо выбрать типоразмер центрального кондиционера, рассчитать и подобрать функциональные и вспомогательные блоки, скомпоновать центральный кондиционер из отдельных блоков в последовательности, соответствующей принятой технологической схеме.

В настоящее время оборудование кондиционирования воздуха представлено большим количеством центральных кондиционеров разных производителей, как отечественных, так и зарубежных. Несмотря на отдельные конструктивные и функциональные особенности, все они имеют много общего по конструкции отдельных блоков, принципам расчета и подбора, по возможным схемам компоновки. Общим для них является модульный принцип построения, в основу которого положено использование единого модуля, соответствующего размерам воздушных фильтров, производимым по международным стандартам. Отдельными производителями, например, российским «Веза» и итальянским Clivet, в качестве модуля принят квадрат с размерами ячейкового фильтра или карманного фильтра на направляющих — 610x610, его половина — 610x305 или четверть — 305x305, другими — размеры карманного фильтра на каркасе или фильтров тонкой очистки — 428x428, 490x490, 592x592, 592x287.

Типоразмер центрального кондиционера, определяемый размерами фронтального сечения для прохода воздуха, выбирают по рекомендуемому значению скорости воздуха в этом сечении. Рекомендуются следующие диапазоны скорости: от 1,5 до 2,5 м/с, от 2,5 до 3,5 м/с, от 3,5 до 4,5 м/с. Значения скорости установлены из следующих соображений:

1) ограничения по потерям давления в блоках центральных кондиционеров, особенно при наличии большого количества блоков (до 2,5 м/с);
2) недопустимость уноса капель из блоков увлажнения, а так же образующихся при конденсации водяных паров из воздуха в процессе охлаждения в поверхностных воздухоохладителях и политропных камерах орошения (до 3 м/с);
3) обеспечение высокой интенсивности теплообмена в воздухонагревателях (до 4,5 м/с) в установках без воздухоохладителей и увлажнителей и при ограничениях на габариты установки;
4) допустимый уровень шума.

Для выбора необходимого типоразмера в каталогах фирм-производителей обычно приводится диаграмма. На диаграмме (рисунок 9.1), предназначенной для выбора типоразмера центрального кондиционера НС фирмы «Clivet», для каждого типоразмера дана линейка скоростей из трех диапазонов: от 2 до 2,5 м/с, от 2,5 до 3 м/с, от 3 до 4 м/с.

В обозначении центрального кондиционера, производимого фирмой «Clivet», НС-040 цифра 040 означает округленное значение номинальной производительности кондиционера (3960 м^3/час), деленное на 100. Скорость воздуха во фронтальном сечении при этом значении производительности составляет 2,5 м/с. Выпускается 19 типоразмеров центральных кондиционеров НС, производительностью по воздуху от 1000 до 100000 м^3/час. В последние годы «Clivet» приступил к выпуску нового ряда кондиционеров AQ, число типоразмеров которых составляет от 27 до 63. На рисунке 9.2 представлена диаграмма для подбора центрального кондиционера AQ из 27 возможных типоразмеров. Центральный кондиционер, производимый фирмой «Веза», обозначается как КЦКП-5; цифра 5 означает номинальную производительность кондиционера в тыс. м^3/час, которой соответствует скорость воздуха во фронтальном сечении около 2,65 м/с.

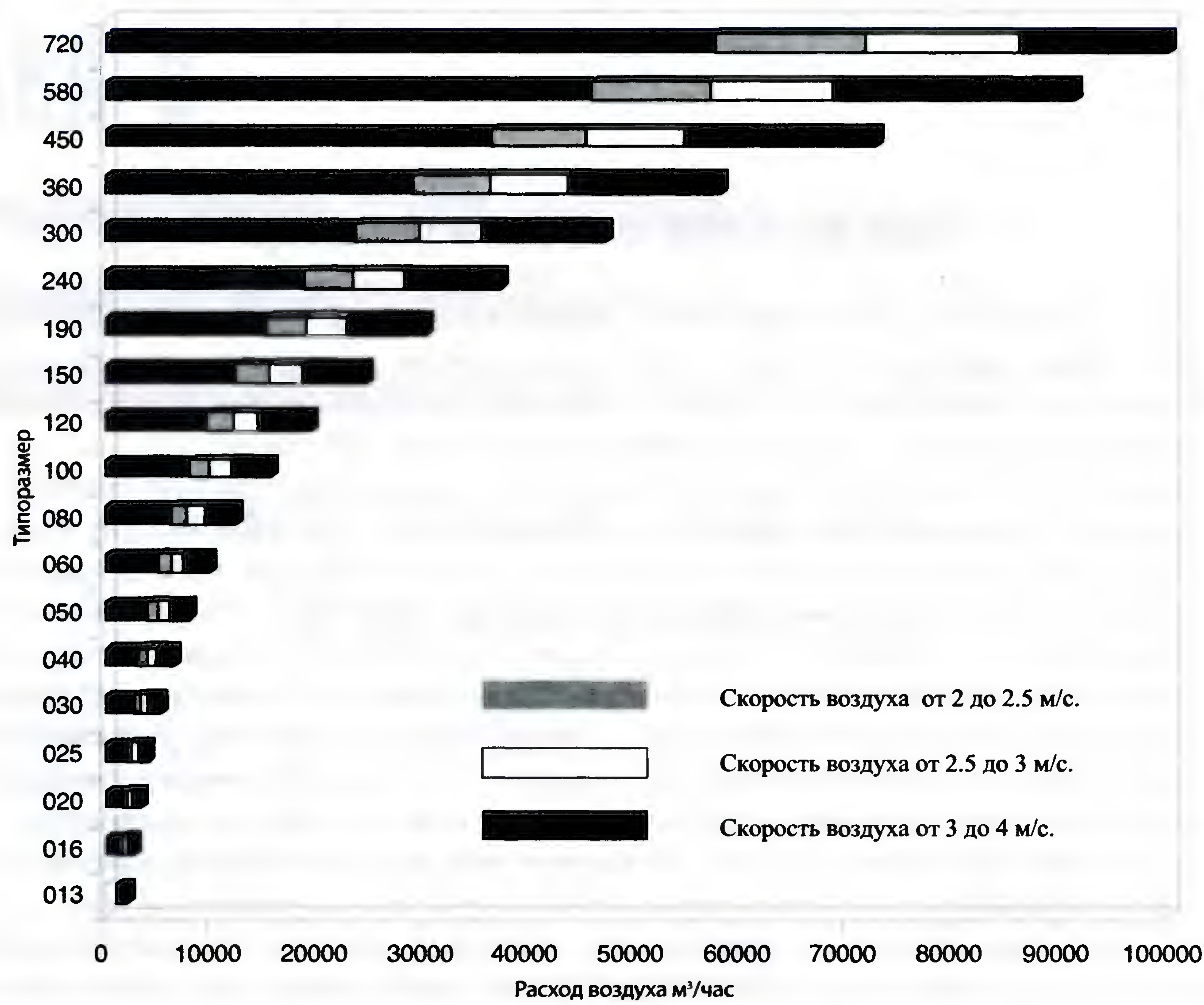


Рисунок 9.1. Диаграмма для выбора типоразмера центрального кондиционера HC

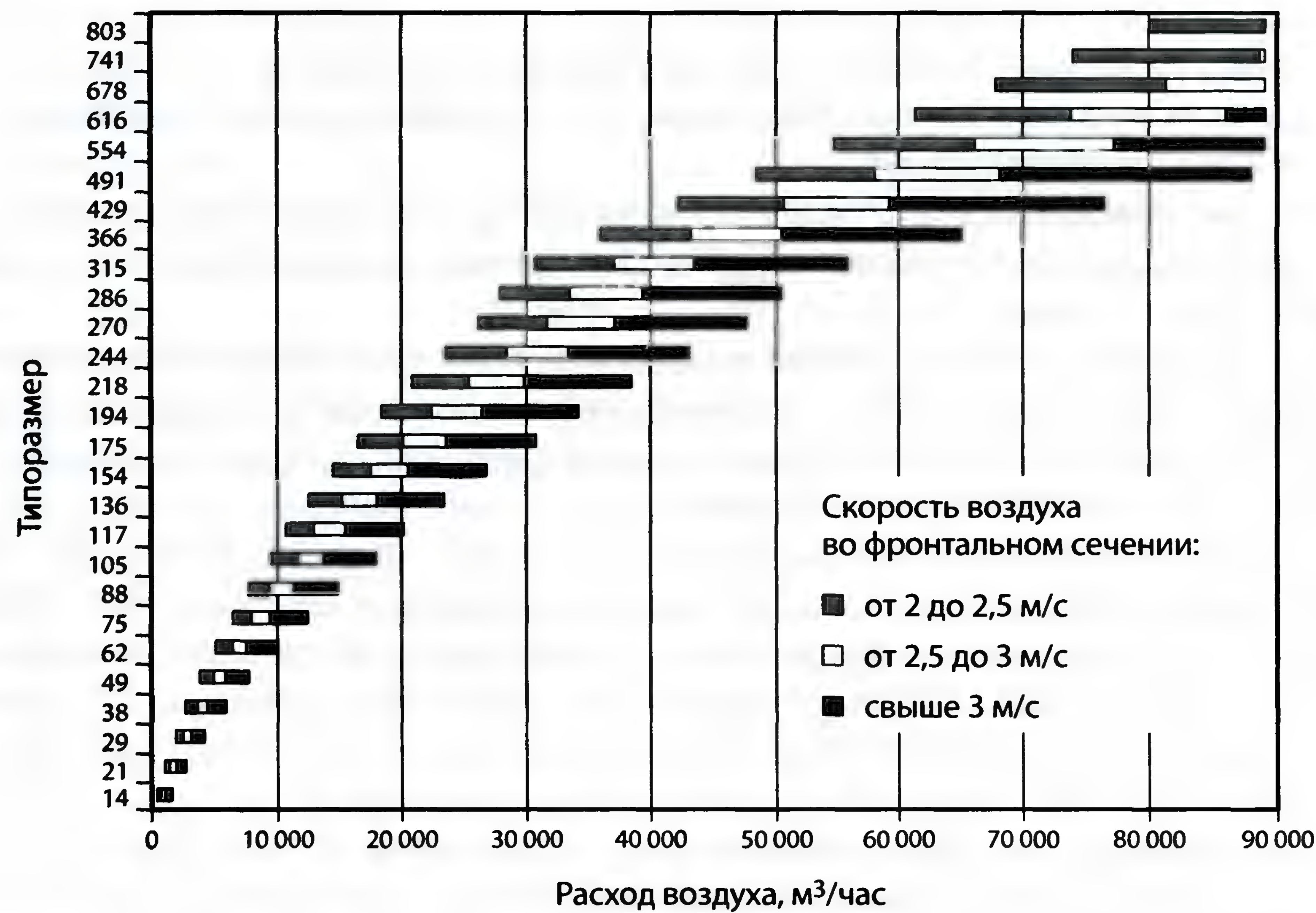


Рисунок 9.2. Диаграмма для выбора типоразмера центрального кондиционера AQ

Расчет функциональных блоков центрального кондиционера

Воздухонагреватели и воздухоохладители

Инженерные методики расчета поверхностных воздухонагревателей и воздухоохладителей основаны на классических методах расчета теплообменников. Физические процессы теплопередачи в теплообменнике описываются системой дифференциальных уравнений теплового баланса для теплообменивающихся сред и теплопередачи для элементарного элемента теплообменника. Решение системы уравнений для теплообменника конечных размеров существует в двух видах соответственно для двух видов инженерного расчета теплообменника: конструкторского (упрощенного поверочного) и точного поверочного расчета. В конструкторском (упрощенном поверочном) расчете искомой величиной является площадь поверхности теплообмена при заданных начальных и конечных параметрах теплообменивающихся сред и их расходах. В точном поверочном расчете при заданной площади поверхности теплообмена и начальных параметрах теплообменивающихся сред искомыми являются конечные параметры теплообменивающихся сред при решении обратной задачи или конечные параметры теплоносителя и его расход при решении прямой задачи.

Первое решение для теплообменника записывается в виде уравнения теплового баланса для воздуха и воды:

$$c_в \cdot G_в\left(t_к - t_н\right) = c_w \cdot G_w\left(t_1 - t_2\right) \tag{9.1}$$

и уравнения теплопередачи:

$$c_в \cdot G_в\left(t_к - t_н\right) = k \cdot F_н \cdot \Delta t_{ср}, \tag{9.2}$$

где $c_в$ и c_w — соответственно теплоемкость воздуха и воды, кДж/кг °С;

$G_в$ и G_w расходы воздуха и воды, кг/с;

$t_к$ и $t_н$ — конечная и начальная температура воздуха, °С;

t_1 и t_2 — начальная и конечная температура воды, °С;

k — коэффициент теплопередачи, Вт/м^2°С;

$F_н$ — площадь поверхности теплообмена со стороны воздуха, м^2;

$\Delta t_{ср}$ — средняя логарифмическая разность температур:

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln\dfrac{\Delta t_б}{\Delta t_м}}, \tag{9.3}$$

где $\Delta t_б$ — наибольшая разность температур воздуха и воды, °С;

$\Delta t_м$ — наименьшая разность температур воздуха и воды, °С,

определяемые в зависимости от схемы движения теплообменивающихся сред.

Для точного поверочного расчета получено второе решение системы уравнений с использованием безразмерных комплексов в зависимости от схемы движения воздуха и воды:

для прямоточной схемы движения: $$\theta_в = \frac{1 - \exp\left[-NTU_в\left(1 + \overline{W}_в\right)\right]}{1 + \overline{W}_в}; \tag{9.4}$$

для противоточной схемы движения: $$\theta_в = \frac{1 - \exp\left[-NTU_в\left(1 - \overline{W}_в\right)\right]}{1 - \overline{W}_в \cdot \exp\left[-NTU_в\left(1 - \overline{W}_в\right)\right]}; \tag{9.5}$$

для перекрестной схемы движения с одним перемешивающимся потоком (воздух) и другим неперемешивающимся (жидкость), что характерно для поверхностных теплообменников:

$$\theta_в = \left\{1 - \exp\left[-\left(1 - \exp\left(-NTU_в\right)\right)\overline{W}_в\right]\right\}\frac{1}{\overline{W}_в}, \tag{9.6}$$

где $\theta_в$ — коэффициент эффективности теплообменника по воздуху:

$$\theta_в = \frac{t_к - t_н}{t_1 - t_н}; \tag{9.7}$$

$NTU_в$ — число единиц переноса теплоты:

$$NTU_в = \frac{3{,}6kF}{c_в G_в}; \tag{9.8}$$

$\overline{W}_в$ — относительный водяной эквивалент:

$$\overline{W}_в = \frac{c_в G_в}{c_w G_w}. \tag{9.9}$$

Коэффициент эффективности теплообменника по воде:

$$\theta_w = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_н} \tag{9.10}$$

связан с коэффициентом эффективности теплообменника по воздуху согласно уравнению теплового баланса 9.1:

$$\theta_w = \theta_в \overline{W}_в. \tag{9.11}$$

Коэффициент теплопередачи поверхностного воздухонагревателя и воздухоохладителя при «сухом» охлаждении, Вт/м^2°С, определяется на основе обработки результатов испытания теплообменников по формуле:

$$k = A \cdot (v\rho)^n \cdot w^p, \tag{9.12}$$

где A, n, ρ — эмпирические коэффициенты, определяемые по результатам испытаний в зависимости от конструкции теплообменника; значения справедливы в диапазоне температур воздуха и воды, которые наблюдались при испытаниях;

$v\rho$ — массовая скорость движения воздуха во фронтальном сечении кондиционера, кг/с м^2:

$$v\rho = \frac{G_в}{F_f}; \tag{9.13}$$

w — скорость движения теплоносителя в трубках, м/с:

$$w = \frac{G_w}{\rho_w \cdot f_w \cdot m}; \tag{9.14}$$

F_f _ площадь фронтального сечения кондиционера, м^2;

f_w — площадь сечения одной трубки, м^2;

m — число трубок, подключаемых к подающему коллектору;

$\rho_в$ и ρ_w — плотность соответственно воздуха и воды, кг/м^3.

Средняя логарифмическая разность температур заменяется разностью средних температур воды и воздуха :

$$\Delta t_{ср} = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_н + t_к}{2}. \tag{9.15}$$

Таким образом, количество теплоты, передаваемое в теплообменнике, определяется значениями параметров теплообменивающихся сред, их массовых расходов, условиями теплообмена, а также конструктивными характеристиками поверхностного теплообменника соответствующего типоразмера.

Применение инженерных методик конструкторского и поверочного расчетов воздухонагревателей и воздухоохладителей современных центральных кондиционеров осложнено из-за отсутствия в каталогах фирм-производителей данных о конструктивных характеристиках поверхностных теплообменников центральных кондиционеров, таких как площадь поверхности теплообмена, площадь фронтального сечения для прохода воздуха, площадь живого сечения для прохода тепло- и холодоносителя. Также часто отсутствуют результаты обработки данных испытания теплообменников в виде эмпирических зависимостей коэффициента теплопередачи в условиях сухого теплообмена и теплообмена с выпадением конденсата или коэффициента увеличения теплопередачи за счет массообмена от основных факторов: массовой скорости воздуха, скорости движения воды в трубках. Это связано с тем, что при производстве современных конструкций поверхностных теплообменников существует возможность варьирования расстояния между пластинами оребрения, числа рядов трубок для прохода воздуха, числа ходов и, следовательно, изменения конструктивных и теплотехнических характеристик теплообменника в широком диапазоне для получения требуемых параметров воздуха на выходе из теплообменника. Точный выбор поверхностного теплообменника с определением всех его конструктивных и аэродинамических характеристик, а также расчет параметров воздуха и воды на выходе из него и определение фактического расхода воды возможен с использованием компьютерных программ расчета и численных методов решения системы нелинейных уравнений, состоящих из уравнения баланса теплоты для теплообменивающихся сред и уравнения теплопередачи для элементарного элемента теплообменника. Обычно фирма-производитель соответствующего оборудования предоставляет проектировщику программу для расчета поверхностного теплообменника, алгоритм которой часто основан на готовых решениях данной системы уравнений для конкретной задачи расчета. Иногда для предварительного ориентировочного подбора воздухонагревателя и воздухоохладителя используются диаграммы, представленные в каталоге.

С целью обеспечения требуемой производительности во всем диапазоне условий эксплуатации воздухонагревателя и воздухоохладителя выбор его должен производиться для режима, требующего максимальной поверхности теплообмена. Для воздухонагревателя первого подогрева в зависимости от конкретных условий максимальная поверхность нагрева должна определяться для двух режимов работы. Первый режим — работа при расчетной температуре наружного воздуха в холодный период года с минимальной тепловой нагрузкой в помещениях, последнее условие следует учитывать при отсутствии второго подогрева. Второй режим — работа при температуре наружного воздуха, соответствующей точке излома отопительного графика тепловой сети ТЭЦ или котельной, при этом влагосодержание наружного воздуха, соответствующее точке излома, допускается принимать равным 1–1,5 г/кг. Расчет воздухонагревателя и проверку замерзания теплоносителя следует проводить для двух режимов.

Для воздухонагревателей второго подогрева, когда начальная и конечная температура воды постоянны, максимальная поверхность нагрева требуется при минимальной температуре теплоносителя в подающем трубопроводе, которая соответствует точке излома температурного графика, и неполных тепловых нагрузках в помещении. При этом нагрузка на воздухонагреватель второго подогрева почти не зависит от изменения температуры наружного воздуха, поэтому в ВН второго подогрева следует подавать теплоноситель постоянной температуры, обычно 70°С.

Воздухоохладитель при управляемом процессе и изменении расхода воды следует подбирать на воображаемый 100-процентный расход холода.

Поверхностные воздухонагреватели и воздухоохладители центральных кондиционеров комплектуются теплообменниками, которые изготавливают с различным числом ходов по теплоносителю, шагом пластин и количеством рядов трубок по ходу воздуха. Для примеров расчета выбраны теплообменники центральных кондиционеров КЦКП, производимых фирмой «Веза». Это могут быть любые поверхностные теплообменники, для которых имеются данные, необходимые для расчета.

Водяные воздухонагреватели центральных кондиционеров КЦКП ВНВ 243.1 изготавливаются с числом рядов трубок по ходу воздуха от 1 до 4, с расстоянием между пластинами (шагом) от 1,8 до 4,2; водяные воздухоохладители ВОВ 243.1 — с числом рядов трубок от 1 до 16, с шагом пластин от 2,5 до 4,2. Характеристика теплообменников указана в их обозначении:
ВНВ 243.1-xxx-aaa-c-d-ff-e
xxx — длина оребреных трубок, см;
aaa — высота трубной решетки, см;
c — число рядов трубок по ходу воздуха;
d — шаг оребрения, мм;
ff — число ходов по воде;
e — исполнение (правое или левое) .

В таблице 9.1 приведены данные, необходимые для расчета теплообменников воздухонагревателей и воздухоохладителей кондиционеров КЦКП. В таблице площадь теплообмена соответствует теплообменникам с одним рядом труб по ходу воздуха; для теплообменников с большим количеством труб для определения площади теплообмена следует умножить значение из таблицы на количество рядов труб по ходу воздуха.

Воздухонагреватели КЦКП изготавливаются без обводного канала ВНВ и с обводным каналом и клапаном ВНВО.

Таблица 9.1. Технические характеристики воздухонагревателей центральных кондиционеров КЦКП

Типоразмер кондиционера	Обозначение воздухонагревателя ВНВ, воздухоохладителя ВОВ	Площадь фронтального сечения, м^2	Размеры, мм		Площадь теплообмена однорядного теплообменника, м^2, при шаге пластин, мм	
			Длина трубок	Высота трубной решетки	1,8	2,5
КЦКП-5	243.1-073-065	0,475	730	650	12,4	9,8
КЦКП-6,3	243.1-103-065	0,67	1030	650	18,3	13,8
КЦКП-8	243.1-072-085	0,865	720	850	23,6	17,9
КЦКП-10	243.1-102-085	0,927	1020	850	25,3	19,1
КЦКП-12,5	243.1-102-115	1,236	1020	1150	33,8	25,5
КЦКП-16	243.1-133-115	1,596	1330	1150	43,6	33,0
КЦКП-20	243.1-133-145	1,956	1330	1450	53,5	40,4
КЦКП-25	243.1-166-145	2,445	1660	1450	66,9	50,5
КЦКП-31,5	243.1-166-175	2,934	1660	1750	80,2	60,6
КЦКП-45	243.1-196-205	3,474	1960	2050	95	71,7
КЦКП-50	243.1-185-200	3,96	1850	2000	108,3	81,8

Водяные воздухонагреватели центральных кондиционеров HC Clivet изготавливаются с 1–5 рядами трубок по ходу воздуха с расстоянием между пластинами (шагом) от 1,8 до 4,2, водяные воздухоохладители — с числом рядов трубок от 3 до 8, с шагом пластин от 2,5 до 4,2. В таблице 9.2

приведены некоторые данные, необходимые для расчета теплообменников воздухонагревателей и воздухоохладителей кондиционеров HC Clivet.

Таблица 9.2. Технические характеристики воздухонагревателей центральных кондиционеров HC Clivet

Типоразмер кондиционера HC	Площадь фронтального сечения, м²	Размеры, мм		Количество трубок в одном ряду при шаге труб, мм	
		Длина трубок	Высота трубной решетки	60	30
13	0,14	400	360	6	12
16	0,18	500	360	6	12
20	0,23	550	420	7	14
25	0,28	520	540	9	18
30	0,36	670	540	9	18
40	0,44	730	600	10	20
50	0,55	910	600	10	20
60	0,68	950	720	12	24
80	0,86	1200	720	12	24
100	1,09	1300	840	14	28
120	1,34	1400	960	16	32
150	1,71	1500	1140	19	38
190	2,10	1750	1200	20	40
240	2,62	1820	1440	24	48
300	3,28	2100	1560	26	52
360	4,03	2400	1680	28	56
460	5,04	3000	1680	28	56
580	6,34	3300	1920	32	64
720	7,96	3900	2040	34	68

Расчет воздухонагревателя центрального кондиционера

Исходные данные для расчета воздухонагревателя:

— начальные и конечные параметры воздуха $t_н$, $t_к$, °C;

— расход воздуха $G_в$, кг/час;

— начальная и конечная температура теплоносителя t_1, t_2, °C.

Требуется определить: необходимую площадь поверхности теплообмена воздухонагревателя F, м², аэродинамическое ΔP_a и гидравлическое сопротивление ΔP_w, Па.

Необходимая площадь поверхности теплообмена обеспечивается подбором числа рядов труб теплообменника при выбранном значении расстояния между пластинами. Расстояние между пластинами воздухонагревателя может быть равным 1,8; 2,5; 4 мм. Принимаем шаг 2,5 мм при расчете вручную; при расчете по компьютерной программе шаг пластин выбирается автоматически или методом перебора для более точного выбора необходимой поверхности теплообмена. Число ходов по теплоносителю определяется в зависимости от рекомендуемой скорости движения теплоносителя в трубках. Для воздухонагревателей рекомендуемая скорость — от 1,5 до 2,0 м/с .

1. Определяют массовую скорость воздуха во фронтальном сечении кондиционера, кг/с м²:

$$v\rho = \frac{G_в}{3600 \cdot F_f}. \quad (9.16)$$

2. Рассчитывают количество теплоты для нагревания воздуха, Вт:

$$Q = 0{,}278 c_в G_в (t_к - t_н). \tag{9.17}$$

3. Определяют расход теплоносителя, кг/ч:

$$G_w = \frac{3.6Q}{c_w (t_1 - t_2)}. \tag{9.18}$$

4. Задаваясь скоростью движения теплоносителя в трубках w от 1,2 до 1,5 м/с, определяют число ходов и площадь живого сечения для прохода воды. Предварительно также следует задаться числом рядов трубок по ходу движения воздуха, р.

Общее количество трубок:

$$N = \frac{pH_{тр}}{h}, \tag{9.19}$$

где $H_{тр}$ — высота трубной решетки, м;

h — шаг труб по высоте, м, для КЦКП $h = 0{,}05$, для НС $h = 0{,}06$ или $h = 0{,}03$.

Число ходов:

$$n = \frac{N}{m}, \tag{9.20}$$

где m — число трубок, подключаемых к подающему коллектору, определяемое ориентировочно по заданному значению скорости движения воды в трубках,:

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot w}. \tag{9.21}$$

Для воздухонагревателей центральных кондиционеров НС Clivet число трубок, подключаемых к коллектору, приведено в таблице 9.3 в зависимости от расхода воды.

Таблица 9.3. Число трубок, подключаемых к коллектору, воздухонагревателей центральных кондиционеров НС Clivet

Число подключений к коллектору, m	Расход воды, кг/час	Диаметр коллектора, дюйм
2÷6	3500	1
7÷13	10000	1,5
14÷22	20000	2
23÷54	54000	3
88÷90	90000	4

Число ходов может быть равным 2, 4, 6, 8, 12, 16.

Принимают ближайшее значение числа ходов, определяют количество подключений к коллектору и уточняют скорость движения воды в трубках, м/с:

$$w = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot m}, \tag{9.22}$$

где f_w — площадь живого сечения медной трубки, м^2; при внутреннем диаметре трубки 11,8 мм (КЦКП) составляет 0,0001108 м^2.

5. Определяют коэффициент теплопередачи, К, Вт/м^2 °С; для воздухонагревателей центрального кондиционера КЦКП фирмы «Веза» — по формуле:

$$k = A \cdot (v\rho)^{0,37} \cdot w^{0,18}. \quad (9.23)$$

6. Аэродинамическое сопротивление воздухонагревателя, Па, определяют по формуле:

$$\Delta P_{а} = Б(v\rho)^{m}. \quad (9.24)$$

7. Гидравлическое сопротивление воздухонагревателя, кПа, определяют по формуле:

$$\Delta P_{w} = 1,968 l_{хода} w^{1,69}, \quad (9.25)$$

где $l_{хода}$ — приведенная длина хода воды в трубках, определяется как произведение числа ходов на длину трубок из таблицы 9.1 или 9.2.

Значения эмпирических коэффициентов А, Б, m определяют по таблице 9.4.

Таблица 9.4. Эмпирические коэффициенты для расчета воздухонагревателей

Обозначение показателя	Количество рядов трубок по ходу воздуха						
	1			2		3	4
	Шаг пластин, мм						
	1,8	2,5	4	1,8	2,5	1,8	1,8
А	20,94	21,68	23,11	20,94	21,68	20,94	20,94
Б	2,104	1,574	1,034	4,093	3,035	6,044	7,962
М	1,64	1,74	1,81	1,65	1,72	1,66	1,59

8. Требуемая площадь поверхности теплообмена:

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{ср}}. \quad (9.26)$$

Выбирают число рядов трубок воздухонагревателя и соответствующую фактическую площадь поверхности теплообмена. Определяют запас поверхности теплообмена в %.

Пример 9.1 Расчет поверхностного воздухонагревателя центрального кондиционера КЦКП фирмы «Веза»

Исходные данные для расчета воздухонагревателя: начальные и конечные параметры воздуха $t_н = -3,5°C$, $t_к = 17°C$, расход воздуха $G_в = 23428$ кг/час, начальная и конечная температура теплоносителя $t_1 = 110°C$, $t_2 = 70°C$.

Принимаем воздухонагреватель ВНВ 243.1-133-145 кондиционера КЦКП-20, площадь фронтального сечения 1,956 м^2.

1. *Массовая скорость воздуха во фронтальном сечении кондиционера КЦКП-20, кг/(с·м^2):*

$$v\rho = \frac{23428}{3600 \cdot 1,956} = 3,32 \text{ кг/с·м}^2.$$

2. *Количество теплоты для нагревания воздуха, Вт:*

$$Q = 0,278 \cdot 23428\,(17 - (-3,5)) = 133516 \text{ Вт}.$$

3. *Расход теплоносителя, кг/ч:*

$$G_w = \frac{3,6 \cdot 133516}{4,187(110-70)} = 2870 \text{ кг/ч}.$$

4. Принимаем p = 1; при $H_{тр}$ = 1,45 м общее количество трубок:

$$N = \frac{1 \cdot 1,45}{0,05} = 29.$$

5. Принимаем скорость движения воды в трубках 1,2 м/с. Тогда

$$m = \frac{2870}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,0001108 \cdot 1,2} = 6,15.$$

Принимаем m = 6 и определяем число ходов

$$n = \frac{29}{6,15} \approx 4.$$

Скорость движения воды в трубках:

$$w = \frac{2870}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,0001108 \cdot 6} = 1,23 \text{м/с}.$$

6. Коэффициент теплопередачи:

$$k = 21,68 \cdot (3,32)^{0,37} \cdot 1,23^{0,18} = 35,08 \text{ Вт/м}^2 \cdot {}^\circ\text{C}.$$

7. Разность средних температур воды и воздуха:

$$\Delta t_{ср} = \frac{110+70}{2} - \frac{17-3,5}{2} = 83,25^\circ\text{C}.$$

8. Требуемая площадь поверхности теплообмена:

$$F = \frac{133516}{35,08 \cdot 83,25} = 45,7 \text{ м}^2.$$

При расстоянии между пластинами 2,5 мм площадь поверхности теплообмена однорядного теплообменника 40,4 м², что недостаточно для передачи необходимого количества теплоты. Принимаем расстояние между пластинами 1,8 мм и повторяем расчет.

9. Коэффициент теплопередачи:

$$k = 20,94 \cdot (3,32)^{0,37} \cdot 1,23^{0,18} = 33,9 \text{ Вт/м}^2 \cdot {}^\circ\text{C}.$$

10. Требуемая площадь поверхности теплообмена:

$$F = \frac{133516}{33,9 \cdot 83,25} = 47,3 \text{ м}^2.$$

Площадь поверхности теплообмена однорядного теплообменника при расстоянии между пластинами 1,8 мм — 53,5 м². Коэффициент запаса:

$$a = \frac{53,5-47,3}{53,5} 100 = 9,9\%.$$

11. Аэродинамическое сопротивление воздухонагревателя:

$$\Delta P_a = 2,104(3,32)^{1,64} = 15,06\ кПа.$$

12. *Гидравлическое сопротивление воздухонагревателя:*

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot 4 \cdot 1,33 \cdot 1,23^{1,69} = 14,86\ кПа.$$

Проверка возможности замерзания теплоносителя в воздухонагревателе

Для защиты воздухонагревателя первого подогрева от замерзания воды в трубках тепловой поток выбранного воздухонагревателя (поверхность теплообмена) не должен превышать расчетный более чем на 10%. При большем запасе по теплопроизводительности следует проверять возможность замерзания теплоносителя в расчетном режиме и при $t_н = 0°C$ и $\varphi_н = 100\%$, при этом скорость движения воды в трубках не должна быть менее 0,15 м/с и температура теплоносителя на выходе из воздухонагревателя — менее 10°C. Если одно из условий не обеспечивается, то необходимо подобрать другой ВН (например, с обводным каналом), изменить схему обвязки ВН, т. е. уменьшить живое сечение по теплоносителю, или предусмотреть качественное регулирование теплопроизводительности изменением соотношения расходов горячей и циркулирующей воды путем установки смесительного трехходового клапана и циркуляционного насоса.

Проверка возможности замерзания теплоносителя выполняется при решении прямой задачи поверочного расчета теплообменника, когда исходными данными являются начальные параметры воздуха и воды $t_н$, t_1, °C, площадь поверхности теплообмена F, м^2, конечная температура воздуха $t_к$, °C, и его расход $G_в$, кг/час. Требуется определить конечную температуру воды t_2, °C, расход воды G_w, кг/час и скорость движения воды в трубках w, м/с.

Расчет выполняют в следующей последовательности:

1. Определяют коэффициент эффективности теплообменника по воздуху:

$$\theta_в = \frac{t_к - t_н}{t_1 - t_н}. \tag{9.27}$$

2. Для построения графика зависимости коэффициента эффективности по воде от коэффициента эффективности по воздуху задаются как минимум тремя значениями расхода воды: G_{w1}, G_{w2}, G_{w3}, соответствующих скорости движения воды в трубках 0,12; 0,5; 0,9 м/с. Определяют три значения относительного водяного эквивалента $\overline{W}_{в1}$, $\overline{W}_{в2}$, $\overline{W}_{в3}$, три значения коэффициента теплопередачи и числа единиц переноса теплоты $NTU_{в1}$, $NTU_{в2}$, $NTU_{в3}$. По графику на рисунке 9.3 определяют три значения коэффициента эффективности по воздуху $\theta_в$ и по формуле 9.11 три значения коэффициента эффективности по воде θ_w. Откладывая на оси ординат значения θ_w, а на оси абсцисс — значения $\theta_в$, получают график зависимости коэффициента эффективности по воде от коэффициента эффективности по воздуху для теплообменника с фактической площадью поверхности теплообмена. На построенном графике (рисунок 9.4) по фактическому значению коэффициента эффективности по воздуху определяют фактическое значение коэффициента эффективности по воде.
3. Определяют расход воды в трубках теплообменника по формуле:

$$G_w = \frac{c_в \theta_в}{c_w \theta_w} G_в \tag{9.28}$$

   и скорость движения воды по формуле 9.14, сравнивая ее с допустимым значением.
4. Температуру воды на выходе из теплообменника определяют по формуле:

$$t_2 = t_1 - \theta_w (t_1 - t_н), \tag{9.29}$$

сравнивая ее с допустимым значением.

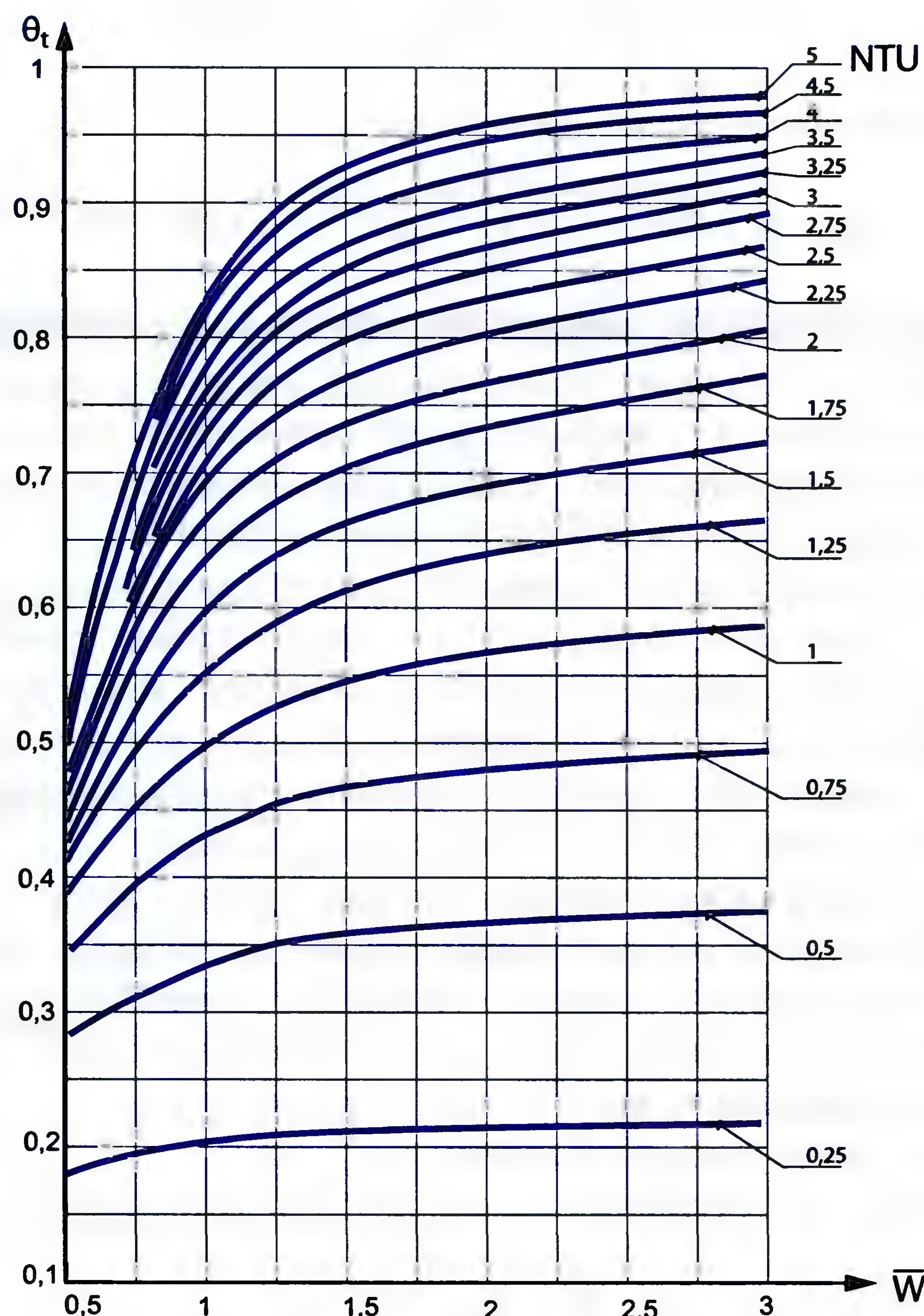


Рисунок 9.3. График зависимости температурного коэффициента эффективности θ_t от NTU и $\overline{W}$ для противоточной схемы движения

Точный подбор воздухонагревателя, решение прямой и обратной задачи следует проводить с использованием компьютерной программы расчета теплообменников Cu-AL фирмы «Веза» или программы подбора центральных кондиционеров HC Clivet.

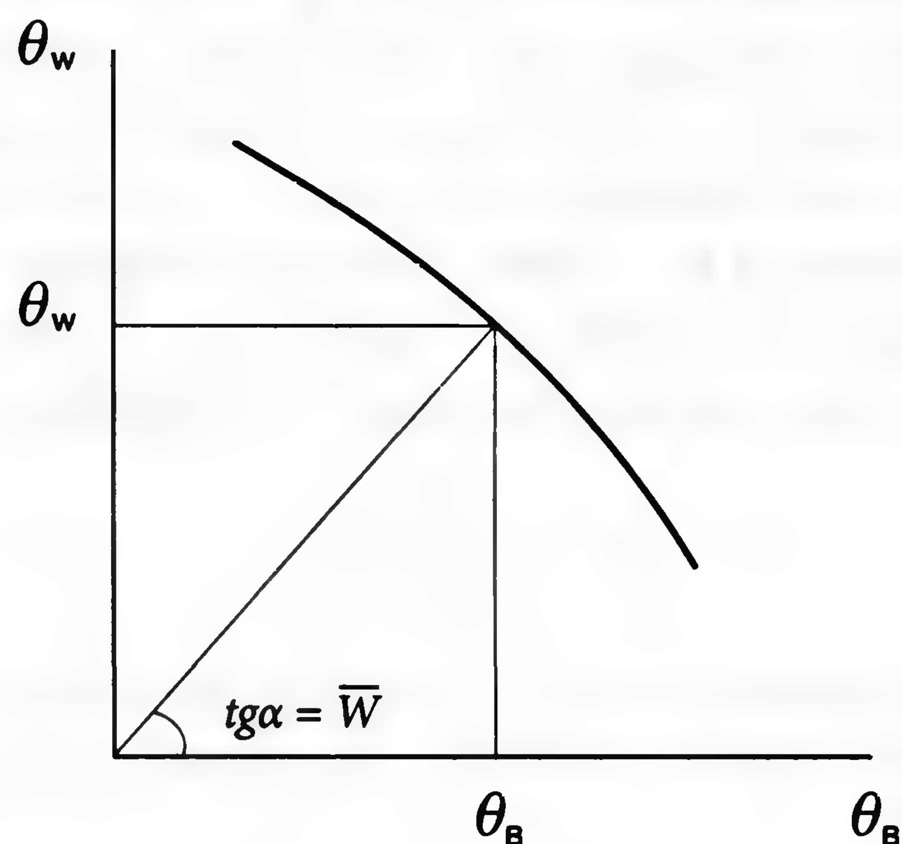


Рисунок 9.4. График зависимости коэффициента эффективности по жидкости от коэффициента эффективности по воздуху для поверхностного воздухонагревателя

Расчет воздухоохладителя центрального кондиционера

Исходные данные для расчета воздухоохладителя:

— начальные и конечные параметры воздуха: температура $t_{вн}$, $t_{вк}$, °С, энтальпия $i_{вн}$, $i_{вк}$, кДж/кг;

— расход воздуха $G_в$, кг/час;

— начальная температура холодной воды $t_{wн}$, °С.

Требуется определить: необходимую площадь поверхности теплообмена воздухоохладителя F, м^2, аэродинамическое ΔP_a и гидравлическое сопротивление $\Delta P_и$, Па.

В поверхностных теплообменниках воздухоохладителей центральных кондиционеров направление процесса охлаждения воздуха и конечные его параметры определяются температурой поверхности теплообменника, которая зависит от температуры холодной воды, поступающей в него. При температуре поверхности выше температуры точки росы начального состояния воздуха, хотя бы на несколько градусов, наблюдается так называемое «сухое» охлаждение; при температуре поверхности ниже температуры точки росы происходит конденсация водяных паров, содержащихся в воздухе, и осушение воздуха за счет уменьшения его влагосодержания — «мокрое» охлаждение. При этом количество теплоты, передаваемое в теплообменнике, увеличивается на величину скрытого количества теплоты, выделяющейся при конденсации водяных паров. Коэффициент теплопередачи, осложненной массообменом, выше коэффициента теплопередачи при «сухом» охлаждении. Точный расчет теплообменника при «мокром» охлаждении возможен с использованием безразмерных комплексов, определяемых с учетом массообмена, и рассмотрен в [7], а также может быть выполнен с использованием численных методов. В инженерной практике используют упрощающие предпосылки, которые дают возможность получить решение с достаточной для этих расчетов степенью точности.

В основу методики расчета воздухоохладителя положено представление об условном процессе «сухого» охлаждения, которым заменяют расчетный реальный процесс «мокрого» охлаждения при равенстве явного количества теплоты при условно «сухом» охлаждении и полного количества теплоты при «мокром». Для построения условного «сухого» процесса через точки начального (точка C) и конечного (точка O) состояния воздуха процесса «мокрого» охлаждения проводят линии постоянной энтальпии $i_{вн} = const$, $i_{вк} = const$ (рисунок 9.5). Через точку предельного состояния на линии $\varphi = 100\%$ при температуре поверхности проводят линию постоянного влагосодержания $d_f = const$. Значения температур ($t_{вн}^p$ и $t_{вк}^p$) в точках пересечения энтальпий с линией $d_f = const$ 2 и 1 являются расчетными, а сама линия 2-1 характеризуют условный процесс «сухого» охлаждения. При этом выполняется уравнение теплового баланса:

$$G_в\left(i_{вн}-i_{вк}\right)=c_в\cdot G_в\left(t_{вн}{}^p-t_{вк}{}^p\right)=c_{wx}\cdot G_{wx}\left(t_{wк}-t_{wн}\right), \tag{9.30}$$

где G_{wx} — расход холодной воды, кг/час,

t_{wk}, $t_{wн}$ — конечная и начальная температура холодной воды, °С

c_{wx} — удельная теплоемкость холодной воды (хладоносителя), кДж/кг · °С.

Последовательность расчета:

1. Значение температуры холодной воды на входе в поверхностный воздухоохладитель принимают по соотношению 5.14.
2. Расход холодной воды определяют по уравнению теплового баланса из условия, что перепад температур холодной воды в теплообменнике не может быть выше 5°С:

$$G_{wx}=\frac{3{,}6G_в\left(i_{вн}-i_{вк}\right)}{c_{wx}(t_{wк}-t_{wн})}. \tag{9.31}$$

3. Определяют, аналогично поверхностным воздухонагревателям:

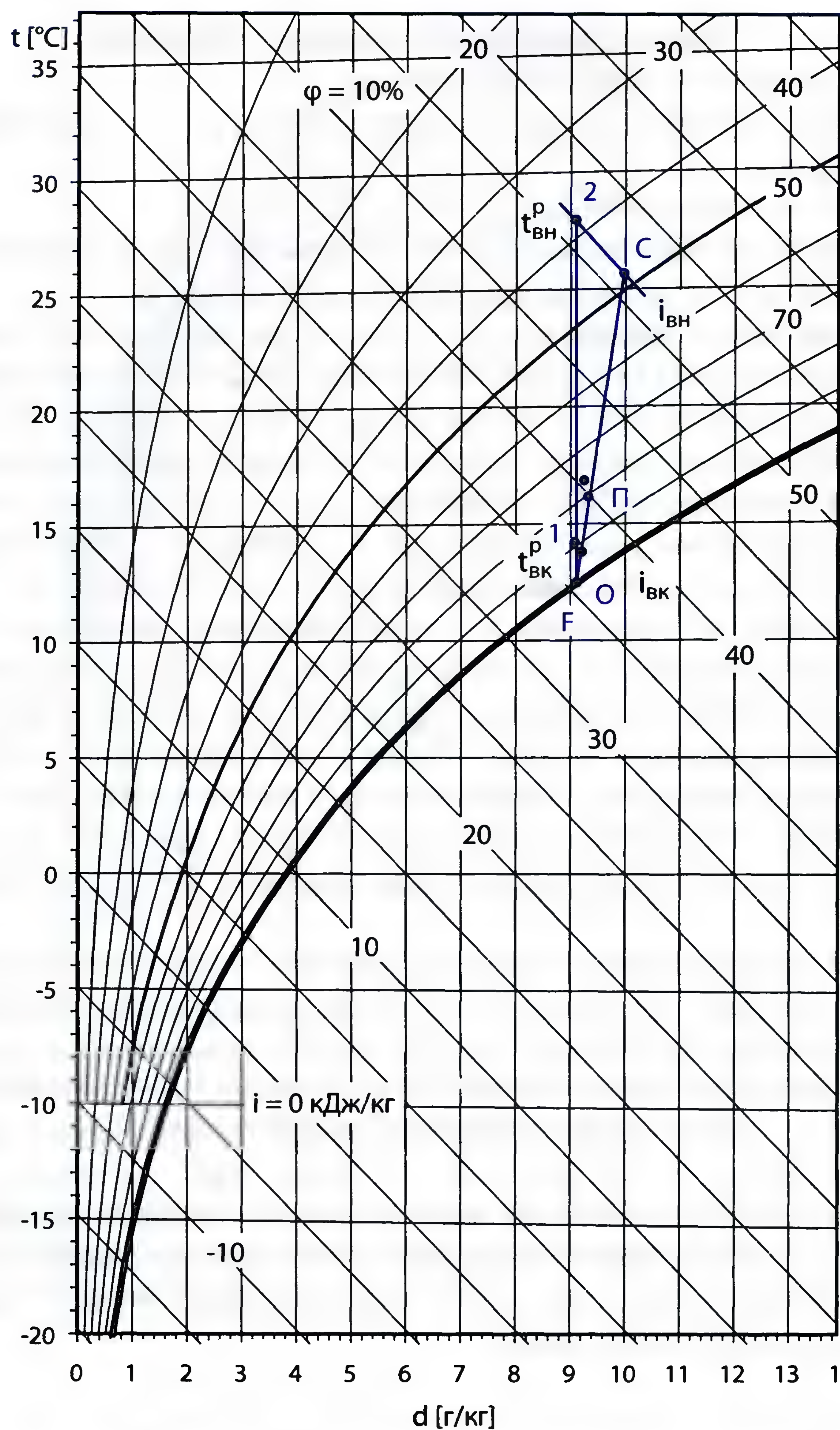


Рисунок 9.5. Построение условного "сухого" процесса охлаждения на i - d диаграмме в поверхностном воздухоохладителе

Таблица 9.5. Параметры воздуха при его охлаждении

		C	П'	0	2	1	F
Температура, t	°C	25,6	16,0	13,9	27,8	14,2	12,5
Относительная влажность, φ	%	48%	81%	92%	39%	89%	100%
Влагосодержание, d	г/кг	10,0	9,3	9,2	9,1	9,1	9,1
Энтальпия, i	кДж/кг	51,3	39,7	37,3	51,3	37,3	35,7
Плотность, ρ	кг/м³	1,16	1,20	1,21	1,15	1,21	1,21
Температура мокрого термометра, $t_м$	°C	18,1	14,0	13,1	18,0	13,1	12,5

— массовую скорость движения воздуха во фронтальном сечении;
— число ходов по рекомендуемому значению скорости движения воды в трубках от 0,8 до 1 м/с, задаваясь числом рядов трубок по ходу воздуха;
— уточненную с учетом принятого числа ходов скорость движения воды;
— коэффициент теплопередачи — по формуле 9.12 для теплопередачи без массообмена в поверхностном воздухонагревателе.

4. Определяют относительный водяной эквивалент по формуле 9.9 и коэффициент эффективности теплообменника воздухоохладителя при условно «сухом» охлаждении:

$$\theta_в = \frac{t^p_{вн} - t^p_{вк}}{t^p_{вн} - t_{wн}}. \qquad (9.32)$$

5. По графику на рисунке 9.3 при значении относительного эквивалента и коэффициента эффективности определяют число единиц переноса теплоты $NTU_в$ и требуемую площадь поверхности теплообмена:

$$F = \frac{3{,}6kNTU_в}{c_в G_в}. \qquad (9.33)$$

6. Определяют требуемое число рядов трубок воздухоохладителя по ходу воздуха и определяют фактическую площадь поверхности теплообменника.
7. Решают прямую задачу поверочного расчета теплообменника воздухоохладителя аналогично расчету теплообменника воздухонагревателя, определяя при фактической площади поверхности теплообмена расход холодной воды и ее температуру на выходе из воздухоохладителя.

Пример 9.2 Расчет поверхностного воздухоохладителя центрального кондиционера КЦКП фирмы «Веза»

Исходные данные для расчета: начальные и конечные параметры воздуха — $i_{вн} = 51{,}3$ *кДж/кг,* $i_{вк} = 39{,}7$ *кДж/кг,* $t_н = 25{,}6°C$, $t_к = 16{,}0°C$, *расход воздуха* $G_в = 23428$ *кг/час, начальная температура холодной воды* $t_1 = 7{,}5°C$, *воображаемый расход холода 91182 Вт.*

Требуется определить: необходимую площадь поверхности теплообмена воздухонагревателя, его аэродинамическое и гидравлическое сопротивление.

Задаемся перепадом температур воды в теплообменнике 4°С и определяем расход холодной воды:

$$G_{wx} = \frac{1{,}005 \cdot 23428(51{,}3 - 37{,}3)}{4{,}187(11{,}5 - 7{,}5)} = 19584 \text{ кг/час.}$$

Определяем расчетные начальную и конечную температуру воздуха для условного процесса «сухого» охлаждения (рисунок 9.5): $t_{вн}^p = 27{,}8°C$, $t_{вк}^p = 14{,}2°C$.

Задаемся числом рядов трубок по ходу воздуха 6, определяем общее количество трубок:

$$N = \frac{6 \cdot 1{,}45}{0{,}05} = 174.$$

Принимаем скорость движения воды в трубках 1,5 м/с. Тогда

$$m = \frac{19584}{3600 \cdot 1000 \cdot 0{,}0001108 \cdot 1{,}5} = 32{,}7.$$

Принимаем $m = 30$ *и определяем число ходов*

$$n = \frac{174}{30} \approx 6.$$

Принимаем число ходов 6.

Скорость движения воды в трубках:

$$w = \frac{19584}{3600 \cdot 1000 \cdot 0{,}0001108 \cdot 30} = 1{,}63\, м/с.$$

Коэффициент теплопередачи:

$$k = 20{,}94 \cdot (3{,}32)^{0{,}37} \cdot 1{,}63^{0{,}18} = 35{,}67\, Вт/м^2 \cdot {}^\circ C.$$

Относительный водяной эквивалент:

$$\bar{W}_в = \frac{1{,}005 \cdot 23428}{4{,}187 \cdot 19584} = 0{,}287.$$

Коэффициент эффективности воздухоохладителя при условно «сухом» охлаждении:

$$\theta_в = \frac{27{,}8 - 14{,}2}{27{,}8 - 7{,}5} = 0{,}67.$$

Число единиц переноса теплоты по графику на рисунке 9.3 для противотока составит $NTU_в = 1{,}29$.

Требуемая площадь поверхности теплообмена:

$$F = \frac{1{,}29 \cdot 1{,}005 \cdot 23428}{3{,}6 \cdot 35{,}67} = 236{,}5\ м^2.$$

Фактическая площадь поверхности теплообмена шестирядного теплообменника при шаге пластин 2,5 мм составляет 6x40,4 = 242,4 м^2.

Аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя:

$$\Delta P_a = 3{,}035 \cdot 3 \cdot (3{,}32)^{1{,}72} = 71{,}72\ Па.$$

Гидравлическое сопротивление воздухоохладителя:

$$\Delta P_w = 1{,}968 \cdot 6 \cdot 1{,}33 \cdot 1{,}63^{1{,}69} \cdot \frac{999{,}7}{965{,}3} = 37{,}2\ кПа.$$

Камера орошения для реализации политропных процессов обработки воздуха

Камера орошения предназначена для реализации адиабатных и политропных процессов обработки воздуха. В современных центральных кондиционерах камеры орошения используют в основном для реализации адиабатных процессов обработки воздуха. В то же время при реконструкции существующих систем кондиционирования воздуха, в которых камера орошения используется для реализации процессов охлаждения и осушения воздуха, возникает необходимость в замене оросительной системы новой, оборудованной эффективными форсунками усовершенствованной конструкции. Кроме того, в камере орошения возможна реализация процессов испарительного нагревания воздуха, процессов тепломассообмена между воздухом и растворами солей.

Существует много методик расчета камер орошения. Выбор методики для расчета зависит от исходных данных и типа решаемой задачи. Методики расчета основаны на использовании расходных характеристик форсунок определенного типа и данных экспериментальных исследований теплотехнических и аэродинамических характеристик применительно к конкретному типу контактного

аппарата. Во ВНИИ «Кондиционер» в 80-е годы Бялый Б. И. и Степанов А. В. [13] на основе обширных экспериментальных и теоретических исследований создали две методики расчета камер орошения центральных кондиционеров КТЦ, основанные на решении дифференциальных уравнений, описывающих процессы тепломассообмена в контактных аппаратах. В методиках использованы безразмерные комплексы, общие для теплообменных аппаратов любого типа: коэффициенты эффективности и число единиц переноса теплоты.

В камерах орошения последней версии центральных кондиционеров КТЦ3 были установлены эксцентриситетные широкофакельные форсунки ЭШФ 10/7, имеющие неудовлетворительные характеристики спектра распыления. Поэтому камеры орошения, оборудованные такими форсунками, требовали значительных расходов воды для обеспечения заданного коэффициента эффективности, особенно в политропных режимах, отличались значительной мощностью, потребляемой насосами, и тем самым были энергоемкими.

Коэффициенты адиабатной и политропной эффективности процесса тепломассообмена между воздухом и водой являются функцией показателя Λ, как произведения коэффициента теплообмена по полной теплоте на площадь поверхности контакта. Особенностью камер орошения, в отличие от контактных аппаратов с насадкой, является переменная поверхность контакта между воздухом и водой, которая зависит от размера и количества капель, определяемых расходом воды. Коэффициент теплообмена по полной теплоте является также функцией скорости или расхода воздуха, омывающего капли воды. Экспериментами доказано, что влияние расхода воды на интенсивность процесса и коэффициент эффективности значительно больше, чем влияние расхода воздуха. Сокращение расхода воды приводит к уменьшению поверхности контакта между воздухом и жидкостью, увеличивается диаметр капель, что дополнительно сокращает поверхность контакта, уменьшаются коэффициенты тепломассообмена, сокращается продолжительность пребывания капли во взвешенном состоянии в камере. В результате совместного действия всех факторов с уменьшением расхода жидкости показатель Λ уменьшается, что приводит к снижению коэффициента эффективности. Влияние скорости воздуха менее существенно и имеет значение лишь при малых расходах воды.

В методиках расчета форсуночных камер орошения КТЦ использовали зависимость коэффициента адиабатной эффективности от коэффициента орошения, вычисляемого по выражению:

$$\mu = \frac{G_w}{G_в}, \qquad (9.34)$$

где G_w и $G_в$ — соответственно массовые расходы воды и воздуха в камере орошения в кг/час.

Тем самым допускалось равное влияние расхода воздуха и воды на показатель эффективности.

Анализ характеристик форсунок, которыми комплектуются камеры орошения основных мировых производителей, и выбор форсунок фирмы «BEIL» позволили ООО «ВЕЗА» создать новые конструкции камер орошения как для реализации адиабатных, так и политропных процессов обработки воздуха. Бялый Б. И. на основе использования разработанной им математической модели процессов тепломассообмена при контакте воздуха и воды в контактном теплообменнике и с использованием данных по расходным характеристикам эффективных форсунок получил обобщающие зависимости и графики, необходимые для расчета и анализа работы камер орошения. Бялым Б. И были усовершенствованы методики расчета камер орошения ВНИИ «Кондиционер» на основе многочисленных новых экспериментальных и численных исследований. Они были адаптированы к камерам орошения с новой оросительной системой, в которой были установлены более эффективные высокорасходные центробежные форсунки [10]. В усовершенствованных методиках расчета камер орошения учтено большее влияние расхода воды на коэффициент адиабатной эффективности по сравнению с расходом воздуха.

Методики расчета политропных камер орошения

Первая методика позволяет проводить расчеты камер орошения в диапазоне начальной температуры воды $2 \le t_{жн} \le 30$°С, температуры воздуха по «мокрому» термометру $-5 \le t_{мт} \le 30$°С при коэффициентах орошения μ не более 2.

Первая методика основана на решении системы уравнений:

$$\Delta i = E_n \Delta i_o, \text{ кДж/кг}; \tag{9.35}$$

$$\Delta t = E_a (t_{жн} - t_{вн}) + 0{,}33(1 - \frac{E_a}{E_n})\Delta i, \text{°C}, \tag{9.36}$$

где Δi — изменение энтальпии воздуха в камере орошения: $\Delta i = (i_{вк} - i_{вн})$;

Δt — изменение температуры воздуха в камере орошения: $\Delta t = (t_{вк} - t_{вн})$;

Δi_0 — приведенный энтальпийный напор, определяемый по формуле:

$$\Delta i_o = (i_{внас} - i_{вн})\left[1 + 0{,}00072(i_{внас} - i_{вн}) - 0{,}0035(i_{внас} - 54)\right]; \tag{9.37}$$

$i_{внас}$ — энтальпия насыщенного воздуха при начальной температуре воды;

E_a — коэффициент адиабатной эффективности по воздуху, определяемый для политропных процессов по формуле:

$$E_a = 1 - \exp(-NTU_a), \tag{9.38}$$

где NTU_a — число единиц переноса теплоты:

$$NTU_a = 0{,}15 + A_1 \mu^{\alpha} \upsilon_{фр}{}^{\beta}, \tag{9.39}$$

где μ — коэффициент орошения;

$\upsilon_{фр}$ — скорость воздуха во фронтальном сечении камеры орошения, м/с;

A_1, α, β — коэффициенты аппроксимации, принимаемые в зависимости от типа камеры орошения для политропных режимов, ее исполнения и производительности по таблице 9.6.

Таблица 9.6. Коэффициенты аппроксимации для двухрядных камер орошения, работающих в политропном режиме

Тип камеры орошения	A_1	α	β
КОП 25-40 и КОП 63-100	1,01	2,0516	0,2166
КОП 10-20 и КОП -50	1,1657	2,065	0,2032

E_n — коэффициент энтальпийной эффективности, определяемый по формуле:

$$E_n = \frac{1 - \exp[\phi \ln(1 - E_a)]}{\phi}, \tag{9.40}$$

где

$$\phi = \left(1 + \frac{0{,}725}{\mu}\right)\left\{1 + c\left[(-\ln(1 - E_a)\right]^{-0{,}858}\right\}, \tag{9.41}$$

где $c = 3{,}762\sigma^{1{,}8}$;

σ — параметр дисперсии спектра распыления форсунки.

Вторая методика позволяет проводить расчеты камер орошения в более широком диапазоне начальной температуры воды $2 \le t_{жн} \le 50$°С и температуры воздуха по «мокрому» термометру $-27 \le t_{мт} \le 30$°С.

Вторая методика основана на рассмотрении процесса тепловлажностной обработки воздуха как результата смешения необработанной и доведенной до состояния полного насыщения частей воздуха. Она основана на решении системы уравнений:

$$i_{вк} = i_{вн} + E_a(i_{впр} - i_{вн}),\ кДж/кг, \qquad (9.42)$$

$$t_{вк} = t_{вн} + E_a(t_{впр} - t_{вн}),\ °C, \qquad (9.43)$$

$$d_{вк} = d_{вн} + E_a(d_{впр} - d_{вн}), \qquad (9.44)$$

$$t_{жн} = t_{впр} - \theta(t_{жк} - t_{жн}),\ °C, \qquad (9.45)$$

где $i_{впр}$, $t_{впр}$, $d_{впр}$ — энтальпия, температура и влагосодержание предельного состояния воздуха в точке пересечения луча процесса обработки воздуха в камере орошения с линией насыщения (рисунок 9.6);

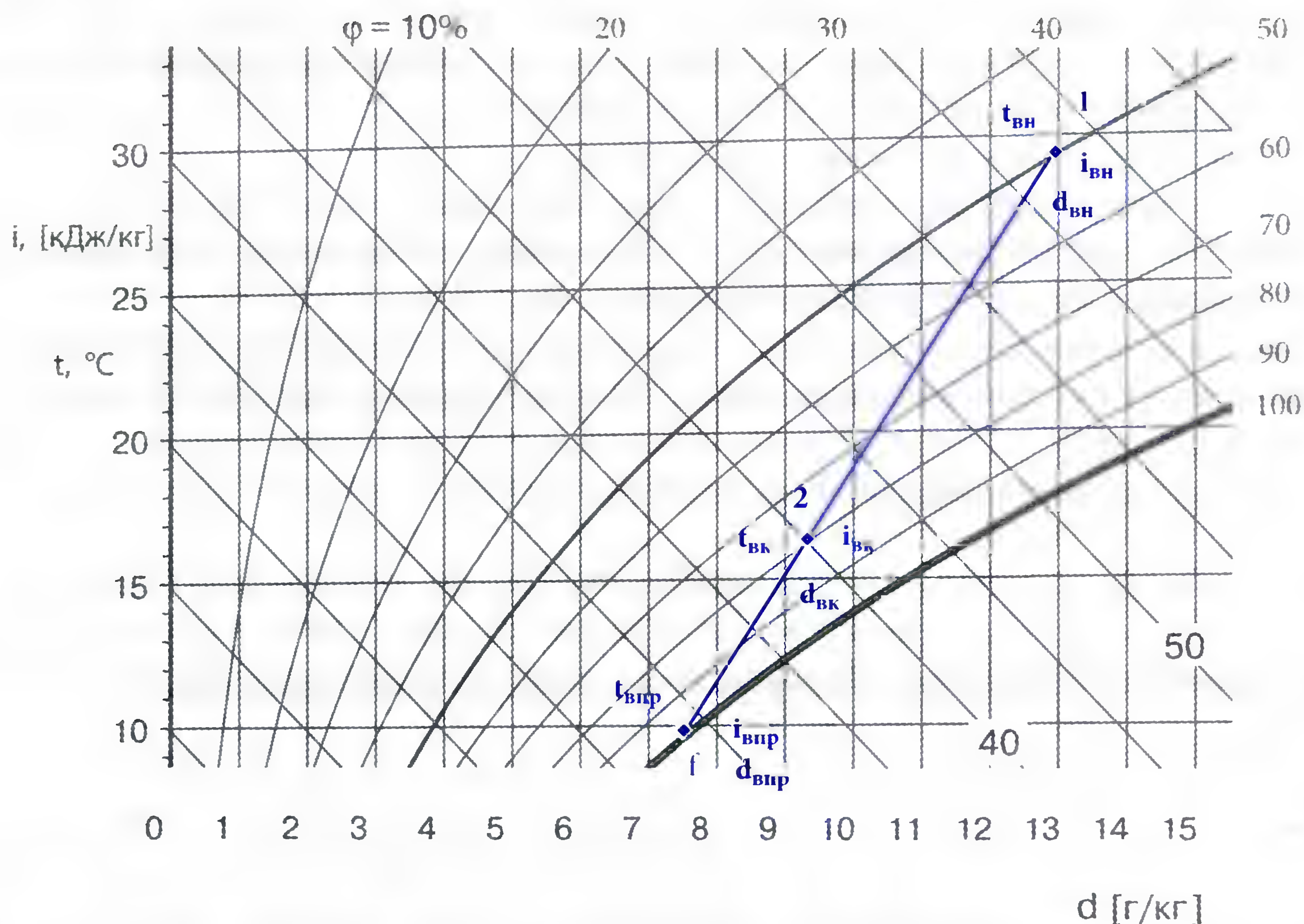


Рисунок 9.6. Процесс охлаждения и осушения воздуха в политропной камере орошения

θ — величина, обратная коэффициенту эффективности для воды, определяемая по формуле:

$$\theta = bc_ж\mu\left(\frac{1}{E_п} - \frac{1}{E_a}\right), \qquad (9.46)$$

где $b = 0{,}33$ *кг·К/кДж*;

$c_ж$ — теплоемкость жидкости, *кДж/ кг·К*.

Обе методики расчета камеры орошения универсальные и могут применяться как для расчета адиабатных камер орошения, так и политропных, включая испарительный нагрев и «управляемые процессы». При этом для решения прямых задач удобнее применять вторую методику, поскольку первая методика требует повторных расчетов с целью последовательного приближения; для решения обратных задач удобнее применять первую методику. Методики основаны на применении

коэффициентов адиабатной и энтальпийной эффективности, зависящих от числа единиц переноса теплоты, определяемого конструктивными характеристиками камер орошения и характеристиками центробежных форсунок, которыми они оборудованы. Зависимость коэффициентов эффективности $E_а$ и $E_п$ от коэффициента орошения может быть представлена в виде графиков, например на рисунке 9.7 изображены графики для всех типоразмеров политропных камер орошения КОП центральных кондиционеров «ВЕЗА».

Потери давления по воздуху камер орошения, Па, определяют по формуле:

$$\Delta P_{ок} = A\upsilon_{фр}^2 \quad , \tag{9.47}$$

где A — коэффициент аппроксимации, который зависит от типоразмера и конструкции камеры орошения; для адиабатной камеры орошения равен 0,0194, для политропных камер орошения с двумя рядами форсунок КОП 10-50 его значение выше — от 0,0382 до 0,6.

Прямая задача расчета камеры орошения при политропном процессе обработки воздуха

Исходные данные для расчета определяют на основе построения процессов обработки воздуха в теплый период года на i – d диаграмме влажного воздуха (политропное охлаждение и осушение):

1. Параметры начального и конечного состояния воздуха — $i_{вн}$, *кДж/кг*, $t_{вн}$, *°С*, $i_{вк}$, *кДж/кг*, $t_{вк}$, *°С*.
2 Расход воздуха через камеру орошения — $G_{ок}$, кг/час.

При расчете камеры орошения требуется определить: расход орошающей воды G_w, начальную и конечную температуру холодной воды $t_{жн}$, $t_{жк}$, °С, необходимое давление воды перед форсунками $P_ф$, Па, потери давления по воздуху $\Delta P_{ок}$,и по воде ΔP_w, Па.

1. На i – d диаграмме через точки начального и конечного состояния воздуха проводят прямую и на ее пересечении с кривой насыщения φ = 100% определяют параметры предельного состояния воздуха $i_{впр}$, $t_{впр}$, $d_{впр}$.
2. Вычисляют коэффициент адиабатной эффективности:

$$E_а = \frac{i_{вн} - i_{вк}}{i_{вн} - i_{впр}}. \tag{9.48}$$

3. Находят коэффициент орошения и коэффициент энтальпийной эффективности по графику на рисунке 9.7.

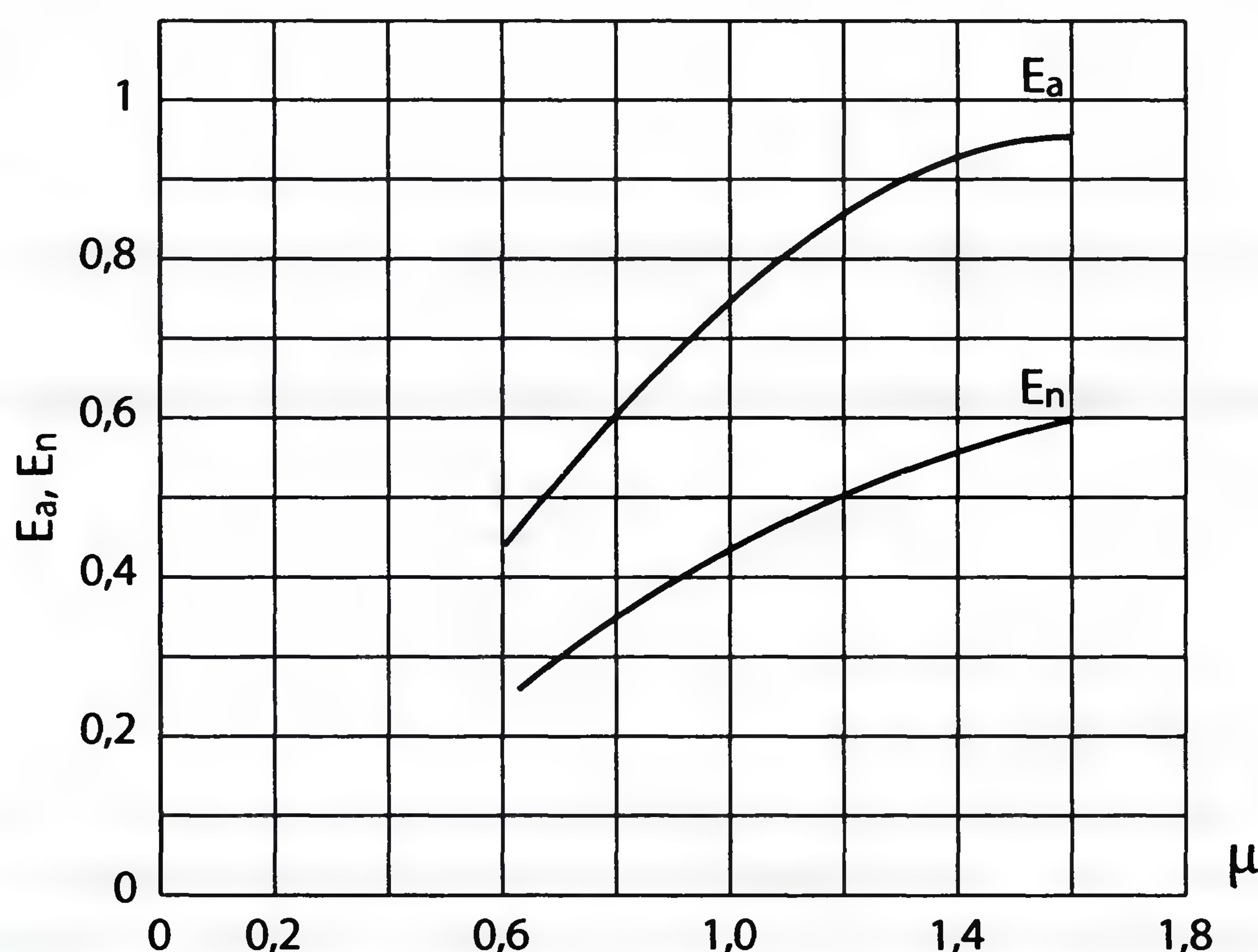


Рисунок 9.7. Зависимости $E_а$(μ) и $E_п$(μ) для двухрядных политропных камер орошения КОП10 — КОП100

4. Вычисляют относительный перепад температуры жидкости θ по формуле 9.46.
5. Определяют начальную температуру воды, °С:

$$t_{жн} = t_{впр} - \frac{\theta(i_{вн} - i_{вк})}{c_ж \mu}. \tag{9.49}$$

Начальная температура воды не должна быть ниже температуры холодной воды от источника холода, но не ниже 5°С.

Конечная температура воды, °С:

$$t_{жк} = t_{жн} - \frac{i_{вн} - i_{вк}}{c_ж \mu}. \tag{9.50}$$

Примечание: При расчете адиабатных камер орошения пункт 5 не выполняется.

6. Определяют расход орошающей воды, кг/ч:

$$G_w = \mu G_{ок} \tag{9.51}$$

и расход воды на одну форсунку, кг/ч:

$$g_ф = \frac{G_ф}{n}, \tag{9.52}$$

где n — количество форсунок в оросительной системе камеры орошения. Для устойчивой работы форсунок расход воды на одну форсунку не должен быть менее $g_{фмин}$. Эта проверка необходима для управляемых процессов.

7. Необходимое давление воды перед форсунками и потери давления по воде в форсунках, коллекторах и стояках камеры орошения $\Delta p = f(G_w)$ определяют по таблицам или графикам каталогов соответствующих производителей камеры орошения.

Обратная задача расчета камеры орошения при политропном процессе обработки воздуха

Исходные данные для расчета определяют по i – d диаграмме влажного воздуха на основе построения процессов обработки воздуха в теплый период года (политропное охлаждение и осушение):

1. Начальные параметры воздуха $i_{вн}$, кДж/кг, $t_{вн}$, °С и начальная температура воды $t_{жн}$, °С.
2. Расход воздуха через камеру орошения $G_{ок}$, кг/час.
3. Расход воды через камеру орошения G_w, кг/час.

При расчете камеры орошения требуется определить: конечные параметры воздуха $i_{вк}$, кДж/кг, $t_{вк}$, °С, и температуру холодной воды $t_{жк}$, °С, потери давления по воздуху $\Delta P_{ок}$, Па, и по воде ΔP_w, Па.

1. Определяют коэффициент орошения μ по формуле 9.34 и по зависимостям 9.38–9.40 или по графикам на рисунке 9.7 коэффициенты адиабатной E_a и политропной эффективности $E_п$.
2. По заданному значению начальной температуры холодной воды определяют энтальпию насыщенного воздуха $i_{внас}$ при начальной температуре воды.
3. Определяют конечную энтальпию воздуха $i_{вк}$ по формуле 9.42 и конечную температуру воздуха $t_{вк}$ по формуле 9.43.
4. Вычисляют конечную температуру воды по формуле 9.50.
5. Необходимое давление воды перед форсунками и потери давления по воде в форсунках, коллекторах и стояках камеры орошения $\Delta p = f(G_w)$ определяют по таблицам или графикам каталогов соответствующих производителей камеры орошения.

Блоки увлажнения центральных кондиционеров

При адиабатном увлажнении воздух контактирует с водой, температура которой близка к температуре «мокрого» термометра. Это достигается работой насоса в режиме полной рециркуляции воды. Эффективность процесса адиабатного увлажнения оценивают с помощью коэффициента адиабатной эффективности:

$$E_a = \frac{t_{вн} - t_{вк}}{t_{вн} - t_{мт}}, \qquad (9.53)$$

где $t_{вк}$, $t_{вн}$ — конечная и начальная температура воздуха, °С;
$t_{мт}$ — температура «мокрого» термометра, °С.

Адиабатные камеры орошения

В форсуночных камерах орошения воздух увлажняется при контакте с каплями воды, образованными путем ее распыления через форсунки. Размер капель и площадь поверхности контакта, определяющие эффективность процесса увлажнения, зависят от расхода воды и давления воды перед форсунками, определяемых параметрами работы насоса камеры орошения. При расчете адиабатных камер орошения, когда энтальпия воздуха условно считается неизменной, а температура воды принимается равной температуре «мокрого» термометра, система уравнений 9.42÷9.45 вырождается в одно уравнение вида:

$$t_{вк} = t_{вн} - E_a(t_{вн} - t_{мт}), \qquad (9.54)$$

где определенному значению коэффициента адиабатной эффективности E_a будет соответствовать постоянный расход воды.

Для упрощения работы проектировщика зависимость коэффициентов адиабатной эффективности от расхода воды приводится в каталоге обычно для номинального расхода воздуха.

Фирмы-производители приводят технические характеристики форсуночных камер орошения в виде таблиц или номограмм. Например, для каждого типоразмера форсуночной камеры КЦКП при номинальной производительности в таблице приводится значение расхода воды и давления перед форсунками, при которых достигаются три соответствующих значения коэффициента адиабатной эффективности 0,65; 0,85; 0,95.

В состав оросительной системы камеры орошения входит циркуляционный насос с постоянным числом оборотов, расход жидкости через форсунки остается практически постоянным, что исключает возможность применения управляемых процессов.

В том случае, когда фактическая производительность центрального кондиционера отлична от номинальной, зависимость коэффициента адиабатной эффективности следует учитывать также и от расхода воздуха:

$$E_a = 1 - \exp(-A_2 - \upsilon^{\alpha_1}{}_{фр}), \qquad (9.55)$$

где A_2, α_1 — коэффициенты аппроксимации, принимаемые в зависимости от типоразмера адиабатной камеры орошения по данным производителя.

При увеличении расхода воздуха происходит уменьшение коэффициента эффективности. Практически, если фактическое значение расхода воздуха $L_ф$ отличается от номинального значения $L_{ном}$ при сохранении постоянного расхода воды, то коэффициент адиабатной эффективности определяют по графику на рисунке 9.8 в зависимости от отношения Q^1:

$$Q^1 = \frac{L_ф}{L_{ном}}. \qquad (9.56)$$

Таблица 9.7. Технические характеристики форсуночных камер орошения КЦКП

Типоразмер	Коэффициент адиабатной эффективности E_a	Расход воды, т/час	Давление перед форсунками, бар (кг/см^2 или 10^5 Па)
КЦКП-10	0,65	9,0	0,6
	0,85	13,1	1,35
	0,95	17,1	2,45
КЦКП-12,5	0,65	9,0	0,60
	0,85	13,2	1,38
	0,95	17,3	2,52
КЦКП-16	0,65	11,8	0,65
	0,85	17,1	1,5
	0,95	22,5	2,74
КЦКП-20	0,65	15,9	0,67
	0,85	23,0	1,53
	0,95	30,3	2,8
КЦКП-25	0,65	19,6	0,72
	0,85	28,5	1,64
	0,95	37,4	2,98
КЦКП-31,5	0,65	29,4	0,72
	0,85	42,5	1,62
	0,95	55,7	2,94
КЦКП-45	0,65	40,0	0,72
	0,85	58,0	1,62
	0,95	76,0	2,95
КЦКП-50	0,65	48,5	0,7
	0,85	70,2	1,59
	0,95	92,0	2,88

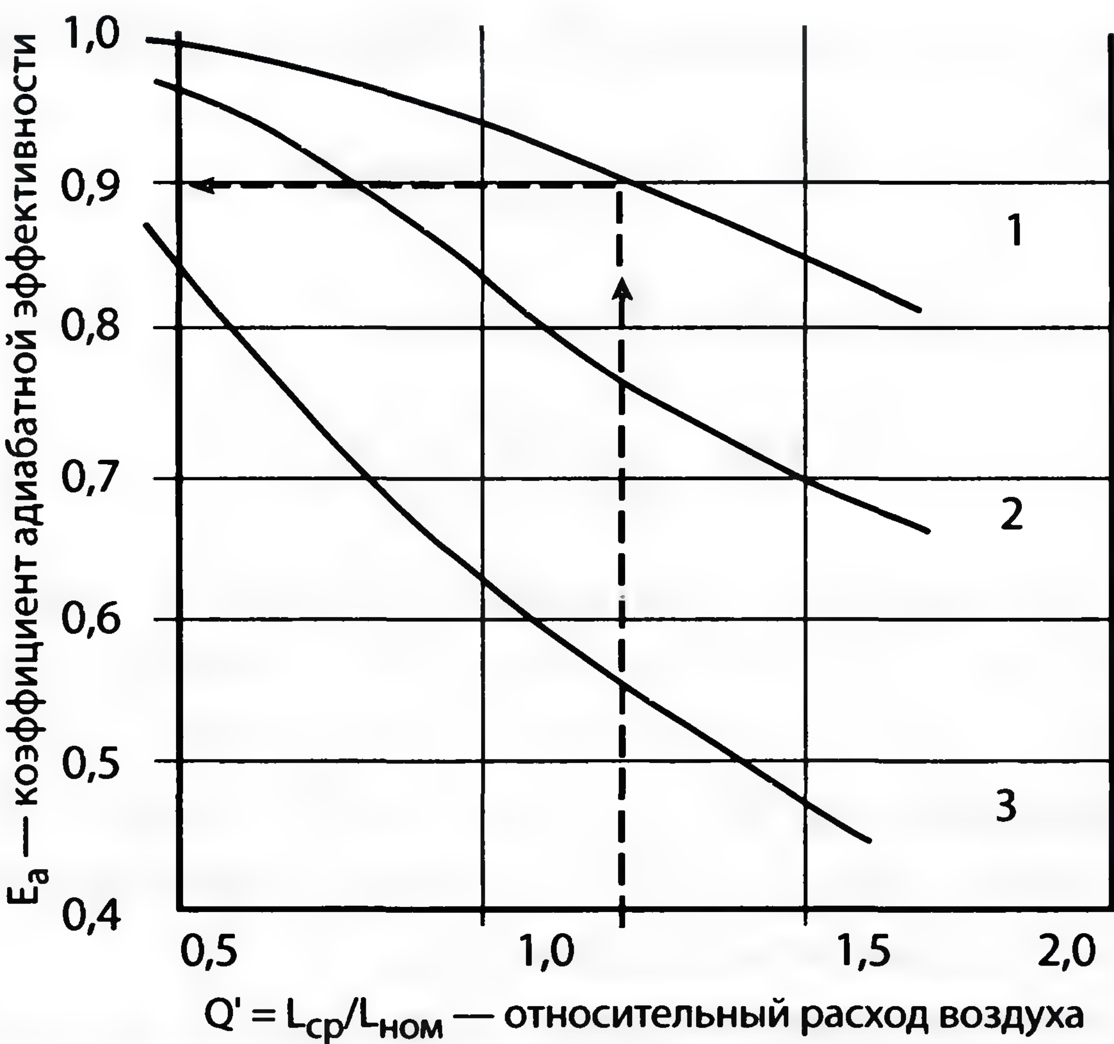


Рисунок 9.8. Зависимость коэффициентов адиабатной эффективности от относительного расхода воздуха:

Кривая 1 — $E_{Aном}$ = 0,95; кривая 2 — $E_{Aном}$ = 0,85; кривая 3 — $E_{Aном}$ = 0,65

Кривая 1 соответствует расходу и давлению воды, которые при номинальной производительности по воздуху обеспечивают значение $E_a = 0{,}95$, кривая 2 — $E_a = 0{,}85$, кривая 3 — $E_a = 0{,}65$.

Для форсуночных камер орошения, используемых в центральных кондиционерах HC Clivet, в каталоге приведены диаграммы в виде двух графиков: зависимость коэффициента адиабатной эффективности от скорости воздуха во фронтальном сечении для соответствующего типа камеры орошения, отличающихся количеством рядов форсунок (один или два) и количеством форсунок в каждом ряду (рисунок 9.9 а); зависимость коэффициента R_m, равного отношению объемных расходов орошающей воды и воздуха от скорости воздуха во фронтальном сечении, для определенного типа камеры орошения (рисунок 9.9 б).

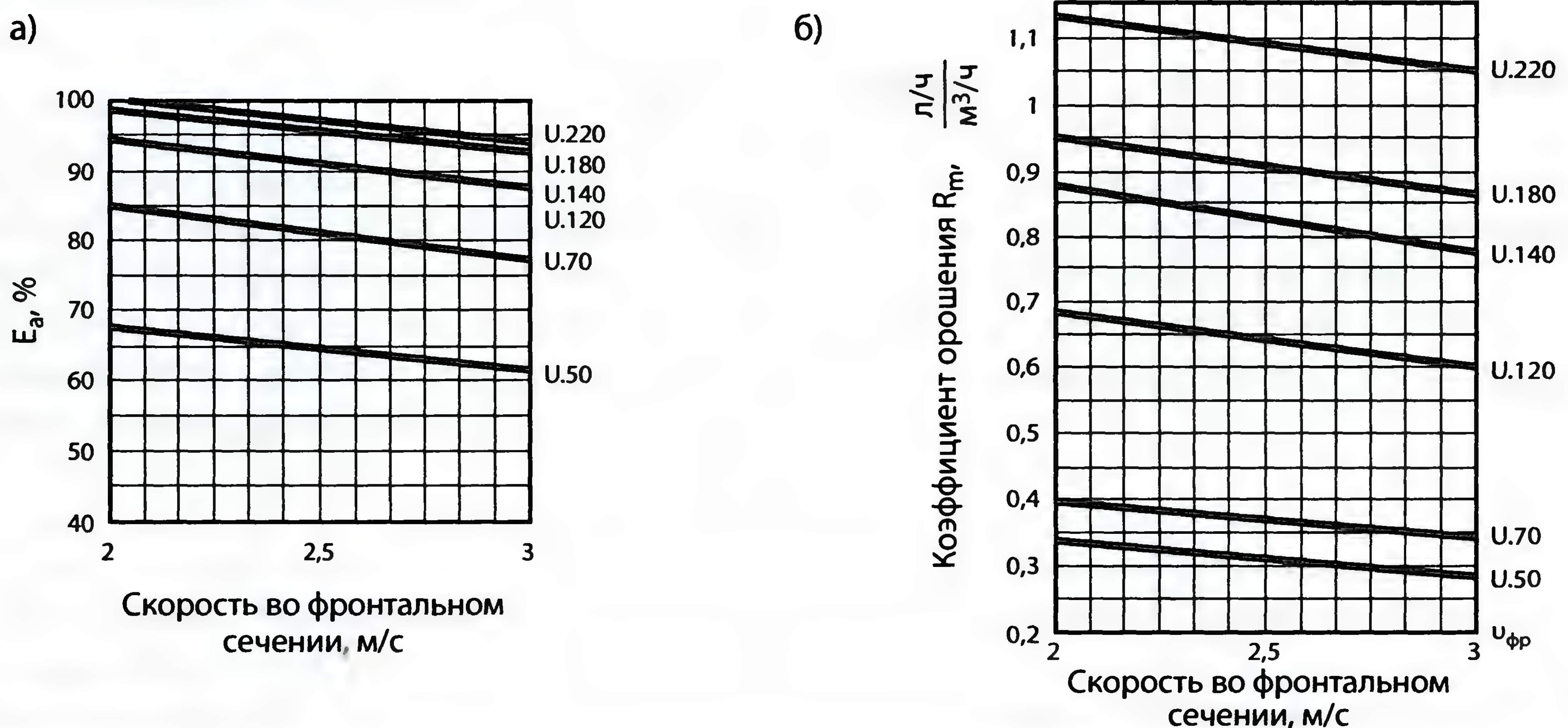


Рисунок 9.9. Диаграмма для расчета адиабатной камеры орошения кондиционера HC Clivet:
а) зависимость E_a от скорости воздуха во фронтальном сечении; б) зависимость коэффициента R_m от скорости воздуха во фронтальном сечении.
U50–U220 — типоразмер камеры орошения; R_m — отношение объемных расходов воды и воздуха $\frac{л/час}{м^3час}$;
E_a% — коэффициент адиабатной эффективности

Расход воды, необходимый для восполнения естественной убыли, зависит от расхода воды через форсунки и определяется как:

$$G_{доп} = 0{,}02G_w,\ кг/час.$$

При подборе насоса его напор определяют по формуле:

$$H = \Delta h_{тр} + h + P_ф / \rho g, \tag{9.57}$$

где $\Delta h_{тр}$ — потери напора в трубопроводах и коллекторах, м. в. ст.;

h — высота подъема воды, м;

ρ — плотность воды, кг/м^3;

g — ускорение свободного падения, м/с^2;

$P_ф$ — давление воды перед форсунками, соответствующее расходу воды для достижения заданного значения коэффициента адиабатной эффективности, Па.

Исходные данные для расчета определяют по i – d диаграмме на основе построения процессов обработки воздуха в холодный период года (адиабатное увлажнение) и состоят из:

— параметров начального и конечного состояния воздуха $i_{вн}$, кДж/кг, $t_{вн}$, $t_{вк}$, °C.

— расхода воздуха через камеру орошения $G_{ок}$, кг/час.

При расчете камеры орошения требуется определить: расход орошающей воды G_w, кг/час, необходимое давление воды перед форсунками $P_ф$, Па.

Порядок расчета адиабатной камеры орошения:

1. На i – d диаграмме через точку начального состояния воздуха проводят линию постоянной энтальпии и на ее пересечении с кривой насыщения $\varphi = 100\%$ определяют значение температуры «мокрого» термометра $t_{мт}$.
2. Вычисляют требуемый коэффициент адиабатной эффективности по формуле 9.53.
3. При использовании стандартного насоса, поставляемого в комплекте с форсуночной камерой орошения, принимают ближайшее значение коэффициента адиабатной эффективности по таблице 9.7 для центрального кондиционера КЦКП. Определяют расход орошающей воды G_w, кг/час, и необходимое давление воды перед форсунками $P_ф$, Па. Если производительность кондиционера КЦКП отличается от номинального расхода воздуха, то определяют отношение Q^1 по формуле 9.56 и по графику (рисунок 9.8) — уточненное значение коэффициента E_a^1.
4. Для камер орошения центрального кондиционера HC Clivet принимают тип камеры орошения по графику (рисунок 9.9 а) в зависимости от требуемого значения коэффициента адиабатной эффективности и скорости воздуха во фронтальном сечении блока увлажнения и уточняют значение коэффициента адиабатной эффективности. Определяют коэффициент R_m, равный отношению объемных расходов орошающей воды, л/час, и воздуха, м^3/час, по графику на рисунке 9.9 б в зависимости от принятого типа камеры орошения и скорости воздуха во фронтальном сечении. Определяют расход орошающей воды, кг/час:

$$G_w = R_m \cdot \frac{G_в}{1{,}2}. \qquad (9.58)$$

5. Корректируют построение на i – d диаграмме, определяя температуру воздуха после охлаждения и увлажнения по формуле 9.54.

Пример 9.3. Расчет адиабатных камер орошения КЦКП-20 («Веза») и HC190 («Clivet»)

Параметры начального и конечного состояния воздуха $i_{вн} = 9{,}6$ кДж/кг, $t_{вн} = 3{,}8°C$, $t_{вк} = 0{,}6°C$ (процесс K_1O на рисунке 9.10). Расход воздуха через камеру орошения $G_{ок} = 23428$ кг/час. Температура «мокрого» термометра $t_{мт} = 0°C$.

Требуемый коэффициент адиабатной эффективности:

$$E_a = \frac{3{,}8-0{,}6}{3{,}8-0} = 0{,}85.$$

1. *Камера орошения КЦКП-20.*

Отношение Q^1:

$$Q^1 = \frac{23428}{1{,}2 \cdot 20000} = 0{,}976.$$

Уточненное значение коэффициента $E_a^1 = 0{,}86$.

По таблице 9.7 для коэффициента адиабатной эффективности 0,85 расход орошающей воды $G_w = 23000$ кг/ч, необходимое давление воды перед форсунками $P_ф = 1{,}53 \cdot 10^5$Па. Если принять потери напора в гидравлической сети камеры орошения 1,0 м. вод. ст., а высоту подъема воды 1,5 м, то напор, развиваемый насосом, должен быть равен:

$$H = 1{,}0 + 1{,}5 + 1{,}53 \cdot 10^5 / 1000 \cdot 9{,}8 = 17{,}8 \text{ м. вод. ст.}$$

Требуемая мощность электродвигателя насоса при коэффициенте полезного действия $\eta = 0{,}78$ составит:

$$N = \frac{G_w H g}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_н} = \frac{23000 \cdot 17{,}8 \cdot 9{,}8}{3600 \cdot 1000 \cdot 0{,}78} = 1{,}43 \ кВт.$$

Мощность, потребляемая насосом, по таблице каталога КЦКП составляет 2,2 кВт.

Корректируем построение на i – d диаграмме (рисунок 9.10), определяя температуру воздуха после охлаждения и увлажнения:

$$t^1_{вк} = 3{,}8 - 0{,}86(3{,}8 - 0) = 0{,}5°C.$$

2. *Камера орошения НС190 (площадь фронтального сечения 2,1 м²).*

Определяем скорость воздуха во фронтальном сечении кондиционера:

$$\upsilon = \frac{G_в}{3600 \rho_в F_{фр}} = \frac{23428}{3600 \cdot 1{,}2 \cdot 2{,}1} = 2{,}58 \ м/с.$$

По графику (рисунок 9.8 а) принимаем двухрядную камеру орошения U.120 и коэффициент адиабатной эффективности 90,5%, соответствующий полученному значению скорости во фронтальном сечении. Температура воздуха после охлаждения и увлажнения:

$$t^1_{вк} = 3{,}8 - 0{,}905(3{,}8 - 0) = 0{,}36°C.$$

Коэффициент R_m при скорости 2,58 м/с для принятого типа камеры орошения равен 0,65. Определяем расход орошающей воды, кг/час:

$$G_w = 0{,}65 \cdot \frac{23428}{1{,}2} = 12690 \ кг/час,$$

что меньше, чем в камере орошения КЦКП.

Расход воды, необходимый для восполнения естественной убыли:

$$G_{доп} = 0{,}02 G_w = 0{,}02 \cdot 12690 = 253{,}8 \ кг/час.$$

Общий расход воды составит:

$$G'_w = 12690 + 253{,}8 = 12943{,}8 \ кг/час.$$

Если принять однорядную камеру орошения U.50, то коэффициент адиабатической эффективности будет равен 0,64 при скорости воздуха 2,58 м/с. Построение на i – d диаграмме (рисунок 9.10) может быть скорректировано следующим образом. Определяем влагосодержание точки предельного состояния воздуха из соотношения:

$$d_{пр} = d_{вн} + \frac{d_{вк} - d_{вн}}{E_a} = 2{,}3 + \frac{3{,}6 - 2{,}3}{0{,}64} = 4{,}3 \ г/кг.$$

Наносим точку предельного состояния воздуха f на линию насыщения φ = 100%. Определяем температуру «мокрого» термометра в этой точке, она составляет 1,7°С, что больше 0°С. Через точку предельного состояния F проводим линию постоянной энтальпии до пересечения с линиями постоянного влагосодержания d_c = const в точке K_2, определяющей состояние воздуха после воздухонагревателя первого подогрева, и $d_п$ = const в точке O', определяющей состояние воздуха после увлажнения в камере орошения. Параметры состояния воздуха в соответствующих точках представлены в таблице 9.8.

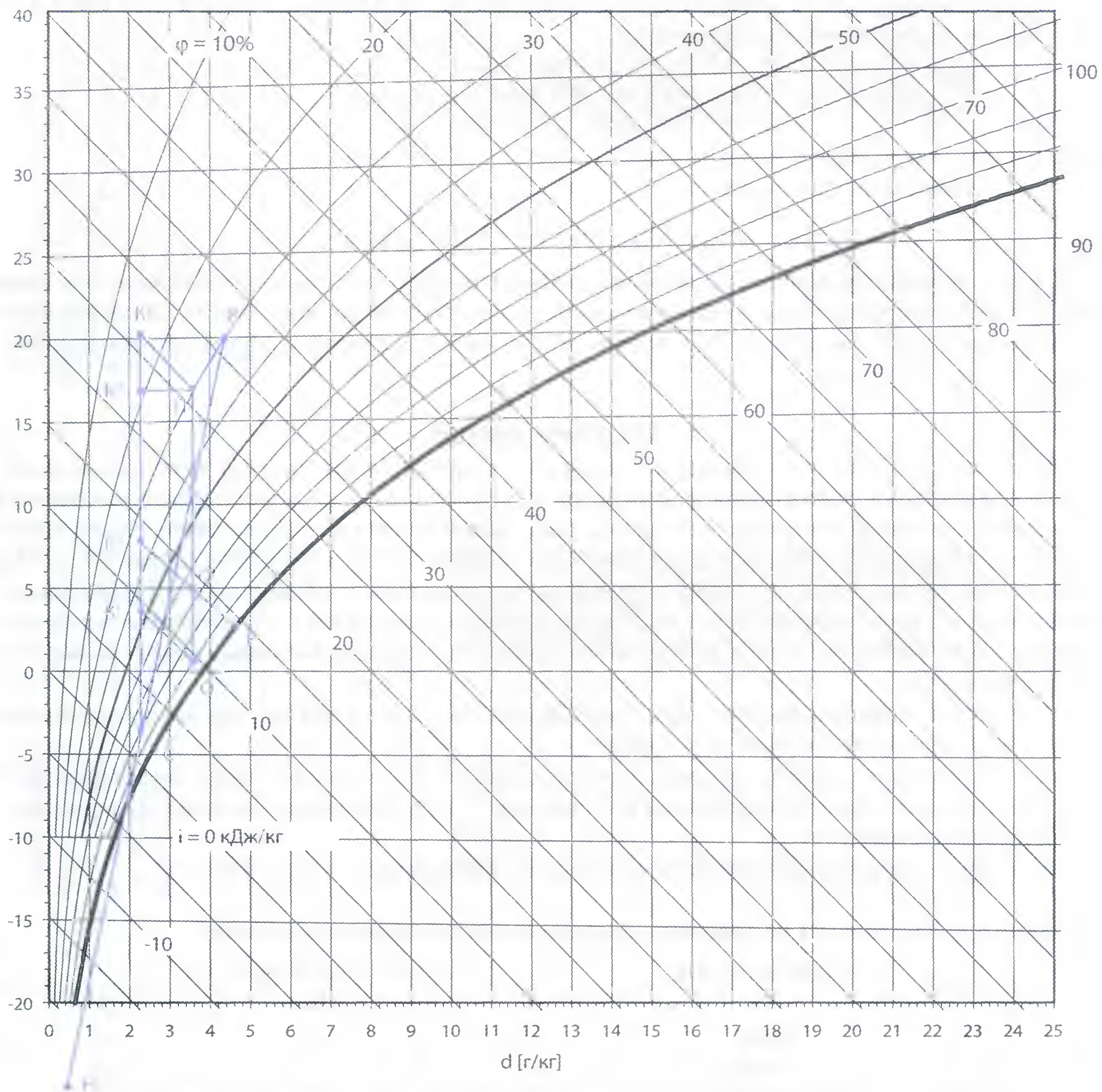


Рисунок 9.10. Процессы обработки воздуха в центральном кондиционере при разных способах увлажнения воздуха

Таблица 9.8. Параметры воздуха при адиабатном увлажнении (рисунок 9.10)

		Н	В	С	f	П	О′	$К_2$
Температура t	°С	–26	20,0	–3,5	1,7	17,0	3,3	6,6
Отн. влажность φ	%	100	30%	82%	100%	30%	74%	38%
Влагосодержание d	г/кг	0,4	4,4	2,3	4,3	3,6	3,6	2,3
Энтальпия i	кДж/кг	–25,4	31,4	2,3	12,4	26,3	12,4	12,4
Плотность ρ	кг/м³	1,41	1,19	1,29	1,26	1,20	1,26	1,24
Температура «мокрого» термометра $t_м$	°С	–26	10,8	–4,3	1,7	8,6	1,7	1,7

Коэффициент R_m при скорости 2,58 м/с для принятого типа камеры орошения U.50 равен 0,31. Определяем расход орошающей воды, кг/час:

$$G_w = 0{,}31 \cdot \frac{23428}{1{,}2} = 6052{,}2\ кг/час,$$

что меньше, чем в камере орошения U.120.

Общий расход воды составит:

$$G'_w = 1{,}02 \cdot 6052{,}2 = 6173{,}2\ кг/час.$$

Скорректированное построение позволило поднять температуру «мокрого» термометра выше 0°С и уменьшить расход воды, а также мощность, потребляемую насосом. Общий расход теплоты на нагревание воздуха не изменился, а только перераспределился между воздухонагревателями первого и второго подогрева.

Блок сотового увлажнения

В контактных аппаратах с насадкой, к которым относятся блоки сотового увлажнения, коэффициент адиабатной эффективности зависит не от расхода воды, а от скорости движения воздуха и площади смоченной поверхности насадки, определяемой ее глубиной. При глубине 100 мм достигается значение коэффициента адиабатной эффективности E_a = 0,65, при глубине 200 мм — E_a = 0,85, при глубине 300 мм — E_a = 0,95. При расчете блока сотового увлажнения определяют расход орошающей воды G_w, расход сливной воды G_{ws}, необходимой для поддержания концентрации минералов и солей в баке увлажнителя на допустимом уровне, и общее количество воды, равное сумме этих двух значений G'_w.

Исходные данные для расчета определяют аналогично, как и при расчете камер орошения. Порядок расчета блока сотового увлажнения:

1. На i – d диаграмме через точку начального состояния воздуха проводят линию постоянной энтальпии и на ее пересечении с кривой насыщения φ = 100% определяют значение температуры «мокрого» термометра $t_{мт}$.
2. Вычисляют требуемый коэффициент адиабатной эффективности по формуле 9.53.

Таблица 9.9. Расход воды на орошение насадки блока сотового увлажнения

Типоразмер	Размеры кассеты, ВхН, мм	Расход воды, т/час, при значении E_a		
		0,65	0,85	0,95
КЦКП-5	900х600	0,168	0,342	0,42
КЦКП-6,3	1200х600	0,342	0,48	0,684
КЦКП-10	1200х900	0,342	0,48	0,684
КЦКП-12,5	1200х1200	0,342	0,48	0,684
КЦКП-16	1500х1200	0,48	0,54	0,798
КЦКП-20	1500х1500	0,684	0,798	0,96
КЦКП-25	1800х1500	0,684	0,96	1,08
КЦКП-31,5	1800х1800	0,798	1,08	1,38
КЦКП-40	2100х1800	0,798	1,08	1,38
КЦКП-50	2100х2400	0,96	1,08	1,59

3. По диаграмме на рисунке 9.11 выбирают тип кассеты увлажнителя (глубина насадки), определяют фактическое значение коэффициента адиабатной эффективности и потери давления по воздуху при фактическом его расходе. Расход орошающей воды G_w, кг/ч, определяют по таблице 9.9.

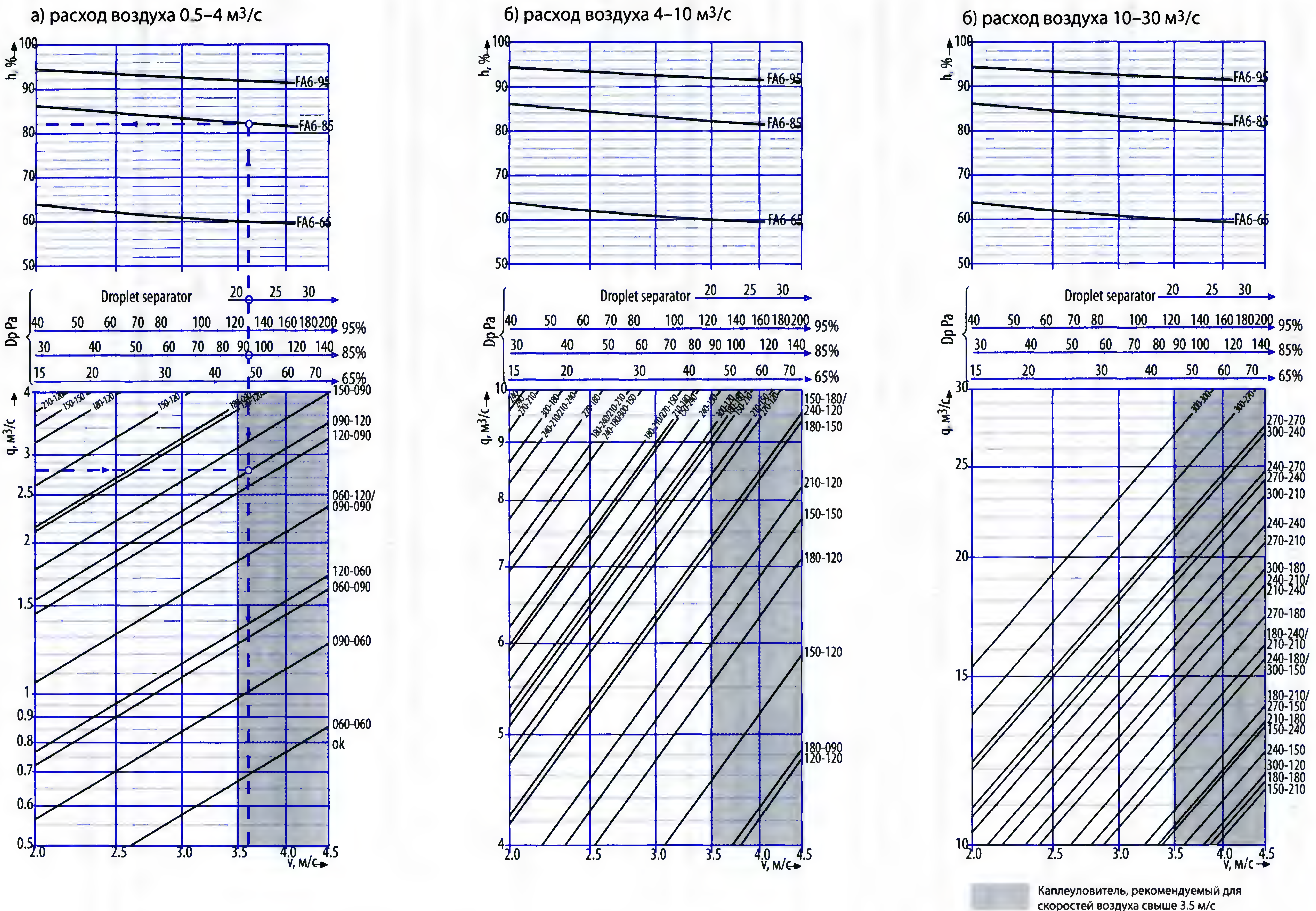


Рисунок 9.11. Диаграммы для выбора типоразмера блока сотового увлажнения

4. Корректируют построение на i – d диаграмме, определяя температуру воздуха после охлаждения и увлажнения по формуле 9.54.
5. Определяют расход сливной воды G_{ws}, кг/ч:

$$G_{ws} = G_w \cdot f_в, \tag{9.59}$$

где $f_в$ — коэффициент слива, определяемый в зависимости от качества воды: содержания (рисунок 8.19) ионов кальция Ca^{2+}, бикарбоната HCO_3^- и pH подаваемой воды по диаграмме качества воды, допускается принимать значение $f_в$ равным 0,3, соответствующее воде средней жесткости.
6. Определяют суммарный расход воды G, кг/час:

$$G'_w = G_w + G_{ws}. \tag{9.60}$$

Пример 9.4. Расчет блока сотового увлажнения

Параметры начального и конечного состояния воздуха $i_{вн}$ = 9,6 кДж/кг, $t_{вн}$ = 3,8°C, $t_{вк}$ = 0,6°C (процесс K_1O на рисунке 9.10). Расход воздуха через камеру орошения $G_{ок}$ = 23428 кг/час. Температура «мокрого» термометра $t_{мт}$ = 0°C.

Требуемый коэффициент адиабатной эффективности:

$$E_a = \frac{3{,}8 - 0{,}6}{3{,}8 - 0} = 0{,}85.$$

По таблице 9.9 коэффициенту адиабатной эффективности 0,85 соответствует глубина насадки 200 мм и расход орошающей воды G_w = 798 кг/час.

Расход сливной воды G_w:

$$G_{ws} = 0{,}3 \cdot 798 = 239{,}4 \text{ кг/ч}.$$

Суммарный расход воды G'_w:

$$G'_w = 798 + 239{,}4 = 1037{,}4 \text{ кг/ч}.$$

Если принять потери напора в гидравлической сети блока сотового увлажнения 1,5 м. вод. ст., а высоту подъема воды 1,5 м, то напор, развиваемый насосом, должен быть равен:

$$H = 1{,}5 + 1{,}5 = 3{,}0 \text{ м. в. ст.}$$

Требуемая мощность электродвигателя насоса при коэффициенте полезного действия η = 0,6 составит:

$$N = \frac{G'_w Hg}{3600 \cdot \eta_н} = \frac{1037{,}4 \cdot 3{,}0 \cdot 9{,}8}{3600 \cdot 0{,}6} = 14{,}1 \text{ Вт}.$$

По диаграмме при расходе воздуха 5,4 м³/с (19523 м³/час) фактический коэффициент адиабатной эффективности равен 0,86 и потери давления по воздуху — 33 Па.

Температура воздуха после охлаждения и увлажнения:

$$t'_{вк} = 3{,}8 - 0{,}86\,(3{,}8 - 0) = 0{,}5°C.$$

Для скорректированного построения на i – d диаграмме (процесс K_2O' на рисунке 9.10) по таблице 9.9 коэффициенту адиабатной эффективности 0,65 соответствует глубина насадки 100 мм и расход орошающей воды G_w = 684 кг/час.

Расход сливной воды G_w:

$$G_{ws} = 0{,}3 \cdot 684 = 205{,}2 \text{ кг/ч}.$$

Суммарный расход воды G'_w:

$$G'_w = 684 + 205{,}2 = 889{,}2 \text{ кг/ч}.$$

Требуемая мощность электродвигателя насоса при напоре 3 м. в. ст. и коэффициенте полезного действия η = 0,6 составит:

$$N = \frac{G'_w Hg}{3600 \cdot \eta_н} = \frac{889{,}2 \cdot 3{,}0 \cdot 9{,}8}{3600 \cdot 0{,}6} = 12{,}1 \ Вт.$$

Максимальная мощность, потребляемая насосом, по каталогу Munters составляет 50,0 Вт.

Сравнение значений расхода воды, необходимой для обеспечения одинакового значения коэффициента адиабатной эффективности для форсуночных камер орошения и блока сотового увлажнителя, и мощности, потребляемой насосом, показывает, что для блока сотового увлажнителя расход воды и потребляемая насосом мощность значительно меньше. Напор насоса для блока сотового увлажнителя определяется только высотой расположения коллектора-водораспределителя и потерями давления в трубопроводах, тогда как в форсуночных камерах напор насоса определяется с учетом создания необходимого давления воды перед форсунками. Таким образом, затраты электрической мощности на перемещение воды при достижении одинакового значения коэффициента адиабатной эффективности в блоках сотового увлажнения меньше, чем в форсуночных камерах.

Блок парового увлажнения

Увлажнение воздуха паром применяется с системах кондиционирования воздуха помещений с повышенными требованиями к чистоте воздуха, так как при обработке воздуха паром погибают болезнетворные бактерии и микроорганизмы. В блоках пароувлажнения воздух увлажняется паром практически при неизменной температуре.

Требуемая производительность пароувлажнителя равна расходу воды, испаряющейся в блоке адиабатного увлажнения, и определяется по формуле:

$$G_п = G_в(d_{вк} - d_{вн}), \tag{9.61}$$

где $G_п$ — расход пара, кг/час;

$G_в$ — расход воздуха через блок парового увлажнения, кг/час;

$d_{вк}$ — конечное влагосодержание воздуха после увлажнения, принимается равным влагосодержанию приточного воздуха $d_{вк} = d_п$, г/кг;

$d_{вн}$ — начальное влагосодержание воздуха до увлажнения, принимается равным влагосодержанию наружного воздуха в прямоточной схеме $d_{вн} = d_н$ или влагосодержанию точки смеси в схеме с первой рециркуляцией $d_{вн} = d_с$, г/кг.

Подбор блока парового увлажнителя сводится к подбору парогенератора, паропроизводительность которого соответствует расходу воды, необходимой для увлажнения, трубопроводов для подвода пара, коллекторов для распределения пара, устанавливаемых в блоке парового увлажнения или непосредственно в воздуховоде, в зависимости от расхода пара, трубопроводов для отвода кон-

денсата, датчика относительной влажности воздуха в помещении или в воздуховоде. Также по диаграмме (рисунок 8.26) определяется расстояние насыщения $B_п$, требуемое для полного испарения капель.

Пример 9.5. Расчет и подбор оборудования блока парового увлажнения

Исходные данные. Построение процесса обработки воздуха на i – d диаграмме при увлажнении воздуха паром представлено на рисунке 9.10. Параметры воздуха в точках промежуточного состояния воздуха приведены в таблице 9.10. Линия КПП характеризует процесс увлажнения воздуха паром. Расход воздуха через блок увлажнения $G_в$ = 23428 кг/час.

Таблица 9.10. Параметры воздуха при паровом увлажнении (рисунок 9.10)

		Н	В	С	$К^п$	П
Температура t	°C	–26	20,0	–3,5	17,0	17,0
Отн. влажность φ	%	100	30%	82%	19%	30%
Влагосодержание d	г/кг	0,4	4,4	2,3	2,3	3,6
Энтальпия i	кДж/кг	–25,4	31,4	2,3	23,0	26,3
Плотность ρ	кг/м³	1,41	1,19	1,29	1,20	1,20
Температура «мокрого» термометра $t_м$	°C	–26	10,8	–4,3	7,1	8,6

Требуемая производительность пароувлажнителя:

$$G_п = 23428(3,6-2,3)\cdot 10^{-3} = 30,46\ кг/час.$$

Принимаем парогенератор К40–380 максимальной паропроизводительностью 40 кг/час, которая может изменяться от 0 до 100%. Требуемый расход пара для увлажнения воздуха соответствует минимальному значению относительной влажности воздуха в помещении 30%, поэтому парогенератор с более близким значением производительности 30 кг/час не обеспечит относительную влажность в помещении в пределах оптимальных значений.

Расход электроэнергии для выработки пара, кВт:

$$N_э = 0,75G_п = 0,75\cdot 30,5 = 22,9\ кВт.$$

Этот способ увлажнения является наиболее энергоемким, так как на генерацию 1 кг пара расходуется 0,75 кВт ч электрической энергии.

Для определения расстояния насыщения:

— начальное влагосодержание воздуха $d_{вн}$ = 2,3 г/кг;
— изменение влагосодержания воздуха в блоке увлажнения Δd = 1,3 г/кг;
— конечная температура воздуха $t_к$ = 17°C;
— скорость воздуха во фронтальном сечении блока увлажнения или воздуховода $v_{фр}$ = 2,58 м/с;
— расход пара на увлажнение $G_п$ = 30,5 кг/ч;
— минимальная длина парораспределительного коллектора 1500 мм.

Расстояние насыщения по диаграмме на рисунке 8.26 при заданных исходных данных меньше, чем 0,3 м, поэтому блок увлажнения паром может быть установлен до вентилятора.

Блоки воздушно-водяного и водяного распыления

Расход воды для увлажнения воздуха в блоках увлажнения с воздушно-водяным и водяным распылением определяется с учетом того, что 90% распыляемой воды испаряется и расходуется на увлажнение воздуха:

$$G_w = 1{,}11 \cdot G_в (d_{вк} - d_{вн}), \qquad (9.62)$$

где $G_п$ — расход воды, кг/час;

$G_в$ — расход воздуха через блок увлажнения, кг/час;

$d_{вк}$ — конечное влагосодержание воздуха после увлажнения, г/кг;

$d_{вн}$ — начальное влагосодержание воздуха до увлажнения, г/кг.

Мощность, затрачиваемая на сжатие воздуха в компрессоре, кВт:

$$N = \frac{M \cdot l}{3600 \cdot \eta_i \cdot \eta_м \cdot \eta_э}, \qquad (9.63)$$

где M — масса воздуха, кг/час:

$$M = \rho_{ну} \cdot V, \qquad (9.64)$$

где V — общий объем воздуха при нормальных условиях, *нм³/час*:

$$V = N \cdot v_{фну}, \qquad (9.65)$$

где N — количество форсунок;

$v_{фну}$ — объем воздуха через одну форсунку при номинальных условиях, *нм³/час*;

η_i, $\eta_м$, $\eta_э$ — соответственно индикаторный ($\eta_i = 0{,}7 \div 0{,}9$), механический ($\eta_м = 0{,}85 \div 0{,}9$), электрический ($\eta_э = 0{,}9$) коэффициенты полезного действия;

l — удельная теоретическая работа сжатия, кДж/кг:

$$l = P_1 \cdot 10^{-3} \cdot v_1 \frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right], \qquad (9.66)$$

где k — показатель адиабаты, для воздуха равен 1,41;

P_1, P_2 — соответственно начальное и конечное давление воздуха, Па;

v_1 — удельный объем воздуха при температуре 20°С и атмосферном давлении, м³/кг.

Пример 9.6. Пример подбора блока увлажнения с форсунками, использующими сжатый воздух

Исходные данные. Построение процесса обработки воздуха на i – d диаграмме при увлажнении воздуха в блоке воздушно-водяного и водяного увлажнения представлено на рисунке 9.10 — линия К³П. Параметры воздуха в точках промежуточного состояния воздуха приведены в таблице 9.11. Линия К³П характеризует процесс адиабатного увлажнения воздуха. Расход воздуха через блок увлажнения $G_в$ = 23428 кг/час.

Для данного примера расход воды на увлажнение составит:

$$G_w = 1{,}11 \cdot 23428(3{,}6 - 2{,}3) \cdot 10^{-3} = 33{,}8\,кг/час.$$

Принимаем форсунки МСАА2, номинальный расход воды для которых равен $g_ф$ = 2,7 кг/час при давлении 2,1 бар, и определяем количество форсунок:

$$n = \frac{G_w}{g_ф} = \frac{33,8}{2,7} = 12,5 \approx 13.$$

Таблица 9.11. Параметры воздуха при увлажнении с использованием сжатого воздуха

		Н	В	С	К[3]	П
Температура t	°C	–26	20,0	–3,5	20,3	17,0
Отн. влажность φ	%	100	30	82	16	30
Влагосодержание d	г/кг	0,4	4,4	2,3	2,3	3,6
Энтальпия i	кДж/кг	–25,4	31,4	2,3	26,3	26,3
Плотность ρ	кг/м^3	1,41	1,19	1,29	1,19	1,20
Температура «мокрого» термометра $t_м$	°C	–26	10,8	–4,3	8,6	8,6

Размещаем форсунки по ширине блока, равной 1750 мм, так, чтобы расстояние между ними и до стенок было не менее 100 мм. Выбираем гидравлическую часть шкафа управления с расходом воды до 60 л/час с пропорциональным регулированием и ограничением по верхнему пределу относительной влажности. Расход воды через одну форсунку будет меньше номинального за счет более низкого давления (ниже 2,1 бар).

Для подбора воздушного компрессора определяем объемный расход воздуха при нормальных условиях (293,15 К, 101,325 кПа), необходимый для распыления воды через форсунку МСАА2, $v_{фну}$ = 3,43 нм^3/час, и общий объем воздуха:

$$V = 13 \cdot 3,43 = 44,6\ нм^3/час.$$

Масса воздуха:

$$M = 1,293 \cdot 44,6 = 57,7\ кг/час.$$

Минимальное давление сжатого воздуха на входе в шкаф управления — 5 бар (5·10^{5}Па).

Максимальное расстояние H = 630 мм, длина L, требуемая для полного испарения капель:

$$L = 2,58\left(0,15 + 0,18\frac{100}{100-30}\right).$$

При давлении $P_1 = P_a$ = 100 кПа, P_2 = 500 кПа, v_1 — удельный объем воздуха при температуре 20°С и атмосферном давлении, м^3/кг:

$$v_1 = \frac{1}{\rho_в} = \frac{1}{1,2} = 0,833\ м^3/кг.$$

Удельная теоретическая работа сжатия:

$$l = 10^2 \cdot 0,833\frac{1,41}{1,41-1}\left[\left(\frac{5 \cdot 10^5}{10^5}\right)^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1\right] = 170,4\ кДж/кг.$$

Мощность, затрачиваемая на сжатие воздуха в компрессоре, кВт:

$$N = \frac{57,7 \cdot 170,4}{3600 \cdot 0,8 \cdot 0,85 \cdot 0,9} = 4,46\ кВт.$$

Пример 9.7. Подбор блока увлажнения с форсунками высокого давления

Исходные данные — такие же, как для примера 9.6.

Принимаем форсунки высокого давления, номинальный расход воды для которых равен $g_ф$ = 2,7 кг/час при давлении 70,0 бар, и определяем количество форсунок:

$$n = \frac{G_w}{g_ф} = \frac{33,8}{2,7} = 12,5 \approx 12.$$

Принимаем 12 форсунок из условия равномерного размещения по сечению блока увлажнения.

Расход воды через одну форсунку:

$$g'_ф = \frac{G_w}{n} = \frac{33,8}{12} = 2,81 \;\; кг/час.$$

Если принять квадратичную зависимость давления воды перед форсунками от расхода, то необходимо обеспечить давление перед форсунками, соответствующее полученному значению расхода воды:

$$P_ф = P_ф \left(\frac{g'_ф}{g_ф} \right)^2 = 70,0 \left(\frac{2,81}{2,7} \right)^2 = 75,8 \; бар = 75,8 \cdot 10^5 \, Па.$$

Требуемая мощность электродвигателя поршневого насоса при коэффициенте полезного действия $\eta = 0,6$ составит:

$$N = \frac{G_w P'_ф}{3600 \cdot \rho_w \cdot \eta_н} = \frac{33,8 \cdot 75,8 \cdot 10^5}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,65} = 109,5 \; Вт.$$

Блок ультразвукового увлажнения

Количество модулей определяют так, чтобы их суммарная производительность соответствовала расходу распыляемой воды. При этом скорость движения воздуха в живом сечении блока ультразвукового увлажнения, определяемая с учетом площади, занимаемой модулями, не должна превышать 3 м/с.

Таблица 9.12. Площадь сечения, занимаемая модулями ультразвукового увлажнения Carel

Тип модуля	HSU 01 DU	HSU 02 DU	HSU 03 DU	HSU 05 DU	HSU 06 DU	HSU 07 DU	HSU 08 DU	HSU 10 DU	HSU 14 DU	HSU 18 DU
Площадь, м^2	0,035	0,053	0,072	0,091	0,11	0,129	0,148	0,166	0,137	0,166

Полная электрическая мощность в электрической цепи трансформатора *N(VA)*, (Ва) Вт, приведена в технических характеристиках модулей затуманивания (таблица 8.10).

Активную мощность электрической цепи, Вт, определяют по формуле:

$$N_э = N(VA)\cos\varphi, \qquad (9.67)$$

где $\cos\varphi$ — косинус сдвига фаз между током и напряжением.

Пример 9.8. Подбор блока ультразвукового увлажнения

Исходные данные — такие же, как для примера 9.6.

Принимаем четыре модуля ультразвукового увлажнения HSU08 DU, производительностью 8,4 кг/час каждый, и длиной 940 мм. Размещаем модули равномерно по сечению блока по схеме на рисунке 8.43. Определяем скорость воздуха в живом сечении блока увлажнения с учетом установки модулей ультразвукового затуманивания и занимаемой ими площади сечения, приведенной в таблице 9.12:

$$\upsilon = \frac{G_в}{3600 \rho_в (F_{фр} - n \cdot f_{мод})} = \frac{23428}{3600 \cdot 1,2 \cdot (2,1 - 4 \cdot 0,148)} = 3,6 \; м/с.$$

Скорость движения воздуха в живом сечении блока больше 3 м/с, поэтому надо перед модулем затуманивания установить перфорированную пластину, снижающую скорость воздуха более чем на 60%.

Длина, необходимая для полного испарения капель, определяемая по диаграмме на рисунке 8.45 при скорости движения воздуха 3,6 м/с и относительной влажности воздуха после увлажнения $\varphi = 30\%$, составляет 1,3 м, что требует установки каплеуловителя.

Полная потребляемая мощность составит 1000 Вт.

Сравнение потребляемой мощности для расчетных условий показывает, что наименьшее потребление энергии наблюдается в блоке сотового увлажнения, наибольшее — в блоке парового увлажнения. Данное сравнение потребляемой мощности при использовании разных устройств увлажнения воздуха для расчетных условий не совсем корректно. Более правильно проводить сравнение по суммарной потребляемой мощности за период работы в году, когда можно учесть снижение мощности при регулировании относительной влажности воздуха на выходе из блока увлажнения, так как возможности регулирования и достигаемая экономия, получаемая при регулировании, у разных блоков значительно отличаются. В этом отношении преимущество имеет блок увлажнения с водяным распылением. Окончательно выбор блока увлажнения следует проводить по экономическим критериям оценки с учетом не только эксплуатационных, но и единовременных затрат (см. Главу 2).

Блоки с фильтрами

Для очистки приточного воздуха от пыли, защиты функциональных блоков от загрязнения пылью, для очистки вытяжного воздуха перед теплоутилизаторами устанавливают воздушные фильтры. Согласно Европейским нормам EN 779 и EN 1822-1, действующим с 1992 года, существует классификация фильтров в зависимости от эффективности очистки от пыли, привязанная в таблице 9.13.

Таблица 9.13. Классификация фильтров

Класс фильтра EN 779	Эффективность очистки (%)	Класс фильтра EN 1822-1	Эффективность очистки (%)
G3	89	H10	85
G4	92	H11	95
F5	40–50	H12	99,5
F6	60–65	H13	99,95
F7	80–85	H14	99,995
F8	90–95	U15	99,9995
F9	≥ 95	U16	99,99995
		U17	99,999995

В составе приточных и вытяжных установок КЦКП поставляют два вида фильтрующих блоков: ячейковые фильтры с тремя видами фильтрующего материала, характеристики которых приведены в таблице 9.14, и карманные фильтры с полотнами из стекловолокнистого упругого материала ФСВУ или материала с иглопробивными отверстиями. Карманное расположение фильтрующего материала позволяет значительно увеличить площадь поверхности фильтра, понизить удельную воздушную нагрузку на фильтр, увеличить время работы фильтра до достижения конечного аэродинамического сопротивления.

Время работы без восстановления или замены фильтровального материала вычисляют по формуле:

$$\tau_{ф} = \frac{1000\ ПФ \times F_{ф}}{L(c_{вх} - c_{вых})}, \qquad (9.68)$$

где ПФ — пылеемкость фильтра; устанавливается по результатам испытаний фильтровального материала, г/м^2, таблица 9.14;

$F_ф$ — площадь фильтровальной поверхности, м²;

L — расход воздуха через фильтр, м³/час;

$c_{вх}$, $c_{вых}$ — начальная и конечная концентрации пыли в воздухе, мг/м³.

Начальная концентрация пыли в наружном воздухе зависит от характеристики местности:

— сельская местность, чистый воздух — 0,15 мг/м³;
— жилые районы промышленных городов, слабо загрязненный — 0,5 мг/м³;
— индустриальные районы промышленных городов, сильно загрязненный — 1 мг/м³;
— территории промышленных предприятий с большими пылевыми выбросами, чрезмерно загрязненный — 3 и более мг/м³.

Конечную концентрацию пыли после фильтра определяют в зависимости от эффективности фильтра:

$$c_{вых} = c_{вх} - \frac{E \cdot c_{вх}}{100}, \quad (9.69)$$

где E — эффективность фильтра в зависимости от класса, %.

Таблица 9.14. Технические характеристики ячейковых фильтров КЦКП

Показатель	Фильтры		
	ФяУБ	ФяВБ	ФяРБ
Пропускная способность, м³/час (при удельной воздушной нагрузке 7000 м³/час на 1 м²)	2150	2150	2150
Начальное аэродинамическое сопротивление, Па, не более	40	60	50
Конечное аэродинамическое сопротивление, Па, не более	150	150	150
Эффективность очистки, %, не более	80	80	80
Пылеемкость фильтра, г/м²	570	2200	2300
Фильтрующий материал	Фильтрующий стекловолокнистый упругий материал ФСВУ	Винипластовые гофрированные сетки	Металлические гофрированные сетки

Таблица 9.15. Площадь фильтровальной поверхности карманных фильтров КЦКП, м²

Типоразмер	Класс G3, G4, F5	Класс F6-F8
	Площадь фильтровальной поверхности, м²	
КЦКП-5	4,7	9,7
КЦКП-6,3	6,2	13
КЦКП-10	9,4	19,4
КЦКП-12,5	12,4	26
КЦКП-16	15,6	32,4
КЦКП-20	18,6	39
КЦКП-25	23,4	48,6
КЦКП-31,5	27,9	58,5
КЦКП-40	32,7	68,1
КЦКП-50	43,6	90,8

Пример 9.9. Расчет продолжительности работы фильтра

Определить продолжительность работы карманных фильтров класса F7 с использованием материала ФСВУ в кондиционере КЦКП-5 производительностью по воздуху 5500 м³/час. Забор воздуха в индустриальной зоне, воздух сильно загрязненный, начальная концентрация пыли — 1 мг/м³.

Эффективность фильтра с материалом ФСВУ класса F7 — 80%, конечная концентрация пыли:

$$c_{вых} = 1 - 80 \cdot 1/100 = 0{,}2 \text{ мг/м}^3.$$

Пылеемкость фильтровального материала ФСВУ 570 г/м², площадь фильтровальной поверхности карманного фильтра класса F7 кондиционера КЦКП-5 — 9,7 м². Время работы фильтра, за которое аэродинамическое сопротивление возрастет до 150 Па:

$$\tau_ф = \frac{1000 \cdot 570 \cdot 9{,}7}{5500(1-0{,}2)} = 1256{,}6 \text{ час.}$$

При двухсменной работе по 16 часов в сутки продолжительность работы фильтра в днях составит:

$$\tau = \tau_ф / \tau_{сут} = 1256{,}6/16 = 78{,}5 \text{ дней.}$$

Для удобства при монтаже и техническом обслуживании предусматривают промежуточные блоки: перед блоком фильтров в кондиционерах производительностью более 50000 м³/час, после блока сотового увлажнения в кондиционерах производительностью более 25000 м³/час, после вентилятора перед шумоглушителем.

Блоки регенерации теплоты удаляемого воздуха

При теплотехническом расчете теплообменника утилизации или регенерации теплоты следует выявлять возможность конденсации водяных паров в потоке воздуха или газа, проверять температуру поверхности теплообмена при отрицательных температурах наружного воздуха или при высоких параметрах отходящих газов и газовоздушной смеси, проверять возможность замерзания теплоносителя в водовоздушных теплообменниках.

Теплотехнический расчет теплообменников регенерации теплоты удаляемого воздуха, так же, как и поверхностных воздухонагревателей и воздухоохладителей, основан на классических методах расчета теплообменников. Различают упрощенный поверочный или конструкторский расчет и точный поверочный расчет. Конструкторский или упрощенный поверочный расчет выполняют для контактных аппаратов с насадкой, имеющих практически постоянную площадь поверхности тепло- и массообмена, или для рекуперативных теплообменников при заданных начальных и конечных параметрах теплообменивающихся сред и их расходах. Искомой величиной служит поверхность теплообмена, по которой выбирают типоразмер теплообменника. Фактическая поверхность теплообмена принятого теплообменника, величина которой определяется его конструктивными параметрами, всегда отличается от расчетной. Следовательно, значения фактических параметров теплообменивающихся сред на выходе из теплообменника будут отличаться от расчетных, и отличие это будет тем больше, чем больше запас поверхности теплообмена по сравнению с расчетным. Фактические параметры теплообменивающихся сред на выходе из теплообменника могут быть определены с достаточной для инженерных расчетов точностью в результате поверочного расчета. Еще на стадии проекта необходимо оценить эксплуатационные режимы работы теплообменников-утилизаторов при различных значениях температуры наружного воздуха, что возможно также сделать при поверочном расчете. Поэтому для таких типов теплообменников-утилизаторов, как пластинчатые воздуховоздушные, водовоздушные, регенеративные, форсуночные камеры орошения, системы с промежуточным теплоносителем выполняют поверочный расчет, в котором решаются две задачи: прямая и обратная. Решение прямой задачи заключается в определении при известной или принимаемой площади поверхности теплообмена и начальных параметрах теплообменивающихся сред, а также известной конечной температуре приточного воздуха конечных параметров теплоносителя и его расхода. При решении обратной задачи определяются конечные параметры

теплообменивающихся сред при известной площади поверхности теплообмена и начальных параметрах теплообменивающихся сред.

Сложность описания процессов тепломассообмена и теплотехнического расчета в теплообменниках-утилизаторах связана с тем, что в них чаще всего реализуются перекрестная или смешанная схемы движения теплообменивающихся сред; передача теплоты сопровождается конденсацией водяных паров на всей или части поверхности теплообмена; в контактных теплообменниках теплообмен происходит одновременно с массообменом; плотность воздуха и скорость движения воздуха изменяется при изменении температуры воздуха в потоках теплообменивающихся сред. В этих условиях невозможно получить точные аналитические решения системы уравнений, описывающей процессы тепломассообмена в установках кондиционирования воздуха. Теория и практические методы расчета теплоутилизаторов развивались в двух направлениях. Первое направление — физико-математическое моделирование процессов тепло- и массообмена и численное решение системы дифференциальных уравнений, описывающих процессы тепломассообмена, с использованием моделей α- и β-переноса, когда значения коэффициентов теплообмена α и массообмена β определялись из критериальных зависимостей, полученных на основе обобщения данных эксперимента при испытании теплообменников определенной конструкции и принципа действия [1, 7]. Второе направление — физическое моделирование и разработка упрощенных инженерных методик с использованием графических материалов, полученных на основе экспериментальных исследований конкретных типов теплообменников [13, 71]. В результате до недавнего времени в инженерной практике использовали большое количество методик теплового расчета теплообменников определенного типа, связанных с особенностями их конструкции, условиями эксплуатации, режимами работы, которые основаны на использовании частных эмпирических формул и графических материалов — номограмм и графиков, при этом оперируя безразмерными комплексами: коэффициентами эффективности теплообменника, числом единиц переноса теплоты, водяным эквивалентом. Зачастую в каждой методике им были присвоены разные обозначения, несмотря на то, что физический смысл этих безразмерных комплексов остается неизменным независимо от типа теплообменника, например, рекуперативного или контактного, и методики расчета.

В настоящее время появилась возможность использовать компьютерные программы для теплотехнического расчета отдельных теплообменников или системы утилизации теплоты в целом. Применение компьютерных программ для расчета теплообменников повышает точность расчета и сокращает трудоемкость проектных работ, дает возможность просчитывать несколько вариантов решений, изменяя конструктивные и теплотехнические характеристики теплообменника в широком диапазоне для получения требуемых параметров воздуха на выходе из теплообменника, позволяет применить соответствующие модели для описания процессов тепломассообмена, чтобы учесть условия протекания теплопередачи без или с выпадением конденсата на всей или части поверхности теплообмена. При компьютерном расчете имеется возможность варьирования площади поверхности нагрева, коэффициента теплопередачи путем изменения расстояния между пластинами в пластинчатых теплообменниках, расстояния между пластинами оребрения, числа рядов трубок для прохода воздуха, числа ходов в водовоздушных теплообменниках, числа оборотов вращения вращающегося регенератора, расхода промежуточного теплоносителя в соответствующей системе. Точный выбор теплообменника-утилизатора с определением всех его теплотехнических (коэффициента эффективности), конструктивных и аэродинамических характеристик, а также расчет параметров воздуха на выходе из него и параметров промежуточного теплоносителя в системе возможен с использованием компьютерных программ расчета, которые обычно предоставляет проектировщику фирма-производитель соответствующего оборудования. Точность решения поставленной задачи расчета и значений искомых параметров определяется точностью математической модели, положенной в основу разработки алгоритма компьютерной программы, которая зачастую неизвестна пользователю. Иногда для предварительного подбора теплообменников-утилизаторов

используются номограммы, представленные в каталоге. Для ориентировочных расчетов и расчетов на стадии проектирования могут использоваться инженерные методики, основанные на целом ряде упрощающих предпосылок, дающих возможность понять физику протекающих процессов тепломассообмена и подготовить инженера к точному решению задачи расчета теплообменника на компьютере. Зачастую, правда, применение инженерных методик осложнено из-за отсутствия данных о конструктивных характеристиках теплообменников, таких, как площадь поверхности теплообмена, площадь фронтального сечения для прохода воздуха, площадь живого сечения для прохода тепло-холодоносителя.

Независимо от выбранного способа расчета теплообменников-утилизаторов, используют определенные безразмерные характеристики, в том числе и для оценки эффективности передачи теплоты. Основная характеристика — коэффициент эффективности теплообменника, который, согласно стандарту, определяется по общей формуле для полной теплоты, явной теплоты и скрытой теплоты. Очень часто в каталогах и рекламных проспектах не указывают, какой коэффициент эффективности имеется в виду — по явной или по полной теплоте, — и редко кто указывает, по какой среде — греющей или нагреваемой. Предположительно приводится именно коэффициент эффективности по явной теплоте, так как он практически не зависит от начальных параметров воздуха и определяется для конкретной конструкции теплообменника в зависимости от расхода удаляемого воздуха и отношения расходов воздуха в каждом потоке. Коэффициент эффективности по полной теплоте в значительной степени зависит от начальных параметров теплообменивающихся потоков: относительной влажности удаляемого воздуха, температуры наружного воздуха, значения которых определяют количество образующегося конденсата, температуру поверхности теплообмена, количество воздуха через байпас, а следовательно, и конечные параметры воздуха. В рекуперативных теплообменниках в потоке удаляемого воздуха, когда теплопередача осложнена массообменом, и в контактных теплообменниках, где происходит тепломассообмен, используют коэффициент эффективности по полной теплоте, выраженный через отношение разности энтальпий.

Единое определение коэффициента эффективности теплообменника, равное коэффициенту эффективности для среды с меньшим расходом теплоносителя, удобно для сравнения теплообменников-утилизаторов, но не для расчета. Проектируя системы кондиционирования воздуха, в помещениях обеспечивают избыточное давление, и расход приточного воздуха обычно превышает расход удаляемого воздуха. В этом случае минимальный расход воздуха через теплообменник — это расход удаляемого воздуха, поэтому коэффициент эффективности теплообменника по явной теплоте будет равен коэффициенту эффективности по удаляемому воздуху:

$$\theta_t = \frac{G_2(t_2'' - t_2')'}{G_{мин}(t_1' - t_2')'} = \frac{G_2(t_2'' - t_2')'}{G_1(t_1' - t_2')'} = \frac{(t_1' - t_1'')'}{(t_1' - t_2')'} = \theta_{t1}, \tag{9.70}$$

значением которого нельзя воспользоваться при условии конденсации водяных паров в потоке удаляемого воздуха.

Для водовоздушных теплообменников, в которых расход теплоносителя всегда меньше, чем расход воздуха, а расход приточного воздуха может быть больше или меньше расхода удаляемого, удобно выражать значения коэффициентов эффективности для каждого потока через соответствующие разности температур или энтальпий.

Условимся обозначать:

— начальные параметры воздуха и промежуточного теплоносителя — с верхним индексом ', конечные параметры — с верхним индексом ";
— параметры греющей среды (удаляемый воздух) для воздуховоздушных теплообменников — с нижним индексом 1, параметры нагреваемой среды (приточный воздух) — с нижним индексом 2;
— для поверхностных теплообменников в системе с промежуточным теплоносителем: нижний индекс в — воздух, нижний индекс w — теплоноситель.

В рекуперативных воздуховоздушных теплообменниках при отсутствии массообмена используют температурный коэффициент эффективности, соответственно по греющему воздуху:

$$\theta_{1t} = \frac{t'_{1в} - t'_{1в}}{t'_{1в} - t'_{2в}} \qquad (9.71)$$

и по нагреваемому воздуху:

$$\theta_{2t} = \frac{t''_{2в} - t'_{2в}}{t'_{1в} - t'_{2в}}. \qquad (9.72)$$

Значения коэффициентов температурной эффективности для каждого потока определяют в зависимости от безразмерных комплексов при соответствующих значениях расходов воздуха:

NTU1 — число единиц переноса явной теплоты, определяют по формуле 9.8, в которой:

k — коэффициент теплопередачи для условий «сухого» теплообмена, Вт/м^2·°С ;

F — площадь поверхности теплообмена, м^2;

$G_в = G_1$,

где G_1 — массовый расход греющей среды, кг/час;

$c_в$ — теплоемкость, кДж/кг·°С, для воздуха принимается равной 1,005 кДж/кг·°С;

$\overline{W}_1$ — относительный водяной эквивалент для греющей среды:

$$\overline{W}_1 = \frac{c_в G_1}{c_в G_2}. \qquad (9.73)$$

Для нагреваемой среды относительный водяной эквивалент определяют аналогично, подставляя значение расхода воздуха с нижним индексом 2 в числитель, а с нижним индексом 1 — в знаменатель.

Коэффициент температурной эффективности по греющему воздуху связан с коэффициентом температурной эффективности по нагреваемому воздуху при отсутствии массообмена уравнением теплового баланса:

$$\theta_{1t} = \theta_{2t} \overline{W}_2. \qquad (9.74)$$

При конденсации водяных паров в потоке удаляемого воздуха необходимо использовать энтальпийный коэффициент эффективности по греющему воздуху или коэффициент эффективности по полной теплоте:

$$\theta_{1i} = \frac{i'_{1в} - i''_{1в}}{i'_{1в} - i'_{2в}}. \qquad (9.75)$$

Значения коэффициентов энтальпийной эффективности для каждого потока определяют в зависимости от безразмерных комплексов при соответствующих значениях расходов воздуха.

NTU_1 — число единиц переноса полной теплоты:

$$NTU_1 = \frac{3{,}6\sigma F}{c_в G_1}, \qquad (9.76)$$

где σ — коэффициент полного теплообмена, Вт/м^2 ·°С;

F — площадь поверхности теплообмена, м2;

G_1 — массовый расход греющей среды, кг/час;

$\overline{W}_1$ — относительный водяной эквивалент:

$$\overline{W}_1 = \frac{c_{нас} G_1}{c_в G_2}, \qquad (9.77)$$

где $c_{нас}$ — теплоемкость насыщенного воздуха при температуре, принимаемой равной средней температуре поверхности $t_в^{ср} = \frac{t_1' + t_2'}{2}$, кДж/кг·°С.

Таблица 9.16. Значение $c_{нас}$, кДж/ кг·°С

$t_{пов}$	0–5	5–10	10–15	15–20
$c_{нас}$ кДж/ кг°С	1,884	2,093	2,537	3,084

В связи со сложностью определения коэффициента полного теплообмена для рекуперативных теплообменников при расчете теплообменников-утилизаторов с выпадением конденсата на части или всей поверхности, вводят упрощающие предпосылки: заменяют процесс охлаждения, сопровождающийся конденсацией водяных паров в потоке удаляемого воздуха, условно «сухим» процессом охлаждения, количество передаваемой явной теплоты в котором эквивалентно количеству передаваемой полной теплоты при теплопередаче, осложненной конденсацией водяных паров. Определяют увеличение коэффициента теплообмена за счет конденсации водяных паров в потоке удаляемого воздуха и, соответственно, коэффициент теплопередачи, учитывающий массообмен. Рассчитывают коэффициент температурной эффективности, определяя число единиц переноса теплоты при значении коэффициента теплопередачи для условий «сухого» теплообмена, эквивалентного по количеству передаваемой теплоты теплопередаче с конденсацией водяных паров. При этом температурный коэффициент эффективности и температуру воздуха определяют для нагреваемого воздуха при следующих значениях безразмерных комплексов:

NTU_2 — число единиц переноса явной теплоты:

$$NTU_2 = \frac{3{,}6 k_I F}{c_в G_2}, \tag{9.78}$$

где k_I — коэффициент теплопередачи для условий «мокрого» теплообмена, Вт/м2К,

G_2 — массовый расход нагреваемой среды, кг/час,

$\overline{W}_2$ — относительный водяной эквивалент:

$$\overline{W}_2 = \frac{c_в G_2}{c_{нас} G_1}. \tag{9.79}$$

Энтальпию удаляемого воздуха на выходе из теплообменника вычисляют из уравнения теплового баланса:

$$i_1'' = i_1' - \frac{c_в G_2 (t_{2в}'' - t_{2в}')}{G_1}. \tag{9.80}$$

Температура удаляемого воздуха на выходе из теплообменника может быть определена только по i - d диаграмме.

В поверхностных теплообменниках системы с промежуточным теплоносителем для одного или группы теплообменников в каждом потоке воздуха используют коэффициенты температурной эффективности по воздуху $\theta_{вt}$, соответственно удаляемому:

$$\theta_{вt1} = \frac{t_{в1}' - t_{в1}''}{t_{в1}' - t_{w1}'} \tag{9.81}$$

и приточному:

$$\theta_{вt2} = \frac{t_{в2}'' - t_{в2}'}{t_{в2}' - t_{w1}''}. \tag{9.82}$$

Коэффициент эффективности теплообменника по промежуточному теплоносителю:

$$\theta_w = \frac{t''_{w1} - t'_{w1}}{t'_{1в} - t'_{w1}}, \qquad (9.83)$$

где t'_{w1}, t''_{w1} — температура промежуточного теплоносителя на входе и выходе из теплообменника в потоке удаляемого воздуха, °С.

Коэффициенты температурной эффективности для каждого потока воздуха определяют в зависимости от числа единиц переноса явной теплоты в поверхностном теплообменнике при «сухом» теплообмене $NTU_в$ по формуле 9.8 и относительного водяного эквивалента $\overline{W}_в$ по формуле 9.9,

где k — коэффициент теплопередачи поверхностного воздухонагревателя и воздухоохладителя при «сухом» охлаждении, Вт/м²·°С;

c_w и G_w — соответственно теплоемкость, кДж/кг·°С, и расход промежуточного теплоносителя, кг/час.

Коэффициент эффективности по воде связан с коэффициентом эффективности теплообменника по воздуху уравнением теплового баланса:

$$\theta_w = \theta_в \overline{W}_в. \qquad (9.84)$$

При поверочном расчете такой системы используют понятие "общий коэффициент эффективности" для всей системы в целом. Формулы аналогичны формулам для одиночного воздуховоздушного теплообменника. Зная частные коэффициенты эффективности для теплообменников в каждом потоке воздуха, определяют общее значение коэффициента эффективности для системы в целом:

$$\theta_{общ1t} = \frac{1}{\dfrac{1}{\theta_{1t}} + \dfrac{1}{\theta_{2t}}\dfrac{G_1}{G_2} - \overline{W}_1}, \qquad (9.85)$$

$$\theta_{общ2t} = \frac{1}{\dfrac{1}{\theta_{2t}} + \dfrac{1}{\theta_{1t}}\dfrac{G_2}{G_1} - \overline{W}_2}. \qquad (9.86)$$

При расчете пластинчатых теплообменников или системы с промежуточным теплоносителем при теплопередаче, осложненной массообменном, для упрощения расчета вводят поправку на коэффициент эффективности, учитывающую конденсацию водяных паров в потоке удаляемого воздуха и определяемую в зависимости от начальной температуры и относительной влажности удаляемого воздуха.

Поверочный расчет рекуперативных теплообменников

Прямая задача поверочного расчета рекуперативных теплообменников для регенерации или утилизации теплоты

В прямой задаче исходными данными для расчета являются:

1) площадь поверхности теплообмена *F*, *м²*;
2) начальные параметры теплообменивающихся сред:
— температура t_2', °С и энтальпия i_2', кДж/кг, наружного воздуха;
— температура удаляемого воздуха или начальная температура теплоносителя t_1', °С;
3) конечные параметры нагреваемой среды:
— температура приточного воздуха t_2'', °С;
— расход приточного воздуха G_2, кг/час.

Необходимо определить конечные параметры греющей среды (удаляемый воздух или теплоноситель) t_1'', °С и ее расход G_1, кг/час.

Примером решения прямой задачи поверочного расчета является оценка возможности замерзания воды в трубках поверхностных воздухонагревателей при использовании в качестве теплоносителей низкотемпературной воды с температурой до 55°С, например от контактных теплоутилизаторов при утилизации теплоты отходящих газов котлов или печей, когда проверяется температура теплоносителя на выходе из теплообменника и скорость движения воды в трубках. Расчет выполняется аналогично расчету поверхностных воздухонагревателей, работающих на высокотемпературной воде. Температура не должна быть ниже 10°С, а скорость движения теплоносителя — менее 0,15 м/с.

Обратная задача поверочного расчета рекуперативных теплообменников регенерации или утилизации теплоты

В обратной задаче исходными данными для расчета являются:

1) площадь поверхности теплообмена F, $м^2$;

2) начальные параметры теплообменивающихся сред:

— температура t_2', °С и энтальпия i_2', кДж/кг, наружного воздуха;

— температура t_1', °С и энтальпия i_1', кДж/кг удаляемого воздуха;

— расход удаляемого воздуха G_1, кг/час;

— расход приточного воздуха G_2, кг/час.

При решении обратной задачи поверочного расчета рекуперативных теплообменников-утилизаторов определяют конечные параметры теплообменивающихся сред:

— температуру t_1'', °С и энтальпию i_1'', кДж/кг, удаляемого воздуха;

— температуру t_2'', °С и энтальпию i_2'', кДж/кг, наружного воздуха.

Расчет пластинчатых воздуховоздушных или газовоздушных теплообменников

Одним из примеров решения обратной задачи является расчет пластинчатых воздуховоздушных или газовоздушных теплообменников. Особенностью расчета является то, что коэффициенты теплоотдачи от воздуха к поверхности пластин и от пластин к воздуху определяются из критериальных зависимостей. Они зависят от скорости движения теплообменивающихся сред в каналах, для определения которых должна быть известна плотность воздуха, являющаяся, в свою очередь, функцией средней температуры потока. Потому на первом этапе необходимо задаться средним значением коэффициента эффективности теплообменника и определить ориентировочные значения конечных параметров теплообменивающихся сред. Средние значения коэффициента эффективности по явной теплоте можно принять для пластинчатых теплообменников: при противоточной схеме движения — 0,6–0,8; при перекрестной схеме движения — 0,5–0,6.

При расчете воздуховоздушных теплообменников с перекрестным движением теплообменивающихся сред расчет усложняется тем, что потоки изменяют свои параметры одновременно по двум координатам; точный расчет распределения температур по сечению теплообменника возможен только с применением численных методов. С достаточной для практических расчетов точностью может быть использована упрощенная методика, когда используются осредненные значения параметров воздуха по сечению теплообменника.

Расчет ведут в такой последовательности:

1. Задаются значением коэффициента эффективности теплообменника по явной теплоте согласно рекомендациям, принимая среднее значение.

Так как коэффициент эффективности теплообменника по явной теплоте равен коэффициенту эффективности по удаляемому воздуху в системах кондиционирования воздуха с подпором $\theta_t = \theta_{t1}$, в потоке которого возможна конденсация водяных паров, то определяют коэффициент температурной эффективности для потока приточного воздуха:

$$\theta_{2t} = \theta_{1t}\bar{W}_1 . \tag{9.87}$$

2. Определяют температуру приточного воздуха на выходе из теплообменника:

$$t_2'' = t_2' + \theta_{t_2}(t_1' - t_2'). \tag{9.88}$$

3. Определяют теплофизические характеристики приточного воздуха при средней температуре

$$t_{cp_2} = \frac{t_2' + t_2'}{2} \text{, °C:}$$

— плотность воздуха: $\rho_{2cp} = \dfrac{353}{273 + t_{cp_2}}$, *кг/м*^{3};

— коэффициент теплопроводности λ_{2cp}, *Вт/м К*;

— кинематическую вязкость ν_{2cp}, *м/с*^{2};

— критерий Прандтля Pr_{2cp}.

4. Определяют среднюю скорость воздуха в живом сечении потока приточного воздуха, м/с:

$$\upsilon_{2cp} = \frac{G_2}{3600\rho_{2cp}f_2}, \tag{9.89}$$

где f_2 — площадь живого сечения для прохода приточного воздуха, *м*^{2}.

5. Определяют значение критерия Рейнольдса для потока приточного воздуха:

$$Re_{2cp} = \frac{\upsilon_{2cp}d_{экв}}{\lambda_{2cp}} \tag{9.90}$$

и выбирают критериальную зависимость для соответствующего гидродинамического режима и конструкции теплообменника.

Для расчета коэффициентов теплообмена и аэродинамического сопротивления при движении рабочих сред в плоских прямоугольных, треугольных или U-образных каналах пластинчатых теплообменников используются критериальные зависимости [7]:

$$Nu = A \cdot Re^n Pr^{0,33}; \tag{9.91}$$

$$Fa = \frac{2\Delta p}{(F/f)\upsilon^2\rho} = A_1 Re^{n_1}, \tag{9.92}$$

где Fa — критерий Фаннинга;

ΔP — потери давления при движении воздуха в теплообменнике, Па;

A, A_1, n, n_1 — эмпирические коэффициенты;

F — площадь теплообменной поверхности, м^2;

f — площадь живого сечения, м^2;

υ — скорость движения воздуха, м/с.

Значения эмпирических коэффициентов приведены в таблице 9.17.

В уравнении 9.91 за определяющий параметр принимается эквивалентный диаметр, который вычисляют по формуле:

$$d_{экв} = {}^{4lf}\!/_{F}, \tag{9.93}$$

где l — длина канала, м.

Площадь теплообменной поверхности F, удельная площадь F_v и площадь живого сечения f для прохода воздуха в пластинчатых воздуховоздушных рекуператорах могут быть рассчитаны по формулам (рисунок 9.12):

— для треугольных каналов:

$$F = 2l_1 l_2 l \frac{\left(\dfrac{1}{\sin\beta} + 1\right)}{(l_3 + \delta_{пл})}; \tag{9.94}$$

$$F_v = F / l_1 l_2 l; \tag{9.95}$$

Таблица 9.17. Значения эмпирических коэффициентов для расчета пластинчатых воздуховоздушных теплообменников

Тип каналов	$L_1/D_{эк}$	Re	Значения эмпирических коэффициентов			
			A	n	A_1	n_1
	≥70	≥1200	1,99	0,09	9,26	–0,934
		1200÷5000	0,0055	0,92	0,065	–0,257
	20÷50	100÷1400	1,26	0,2	8,09	–0,86
		1400÷5000	0,0197	0,77	0,302	–0,41
	≥70	<2000	0,873	027	5,29	–0,796
		2000÷10000	0,0197	0,77	0,279	–0,41
	10÷35	<1000	0,873	0,27	5,29	–0,796
		1000÷10000	0,039	0,73	0,279	–0,41
	40÷100	<2000	7,88	0	20,5	–1
		2000÷8000	0,0767	0,627	0,0417	–0,188

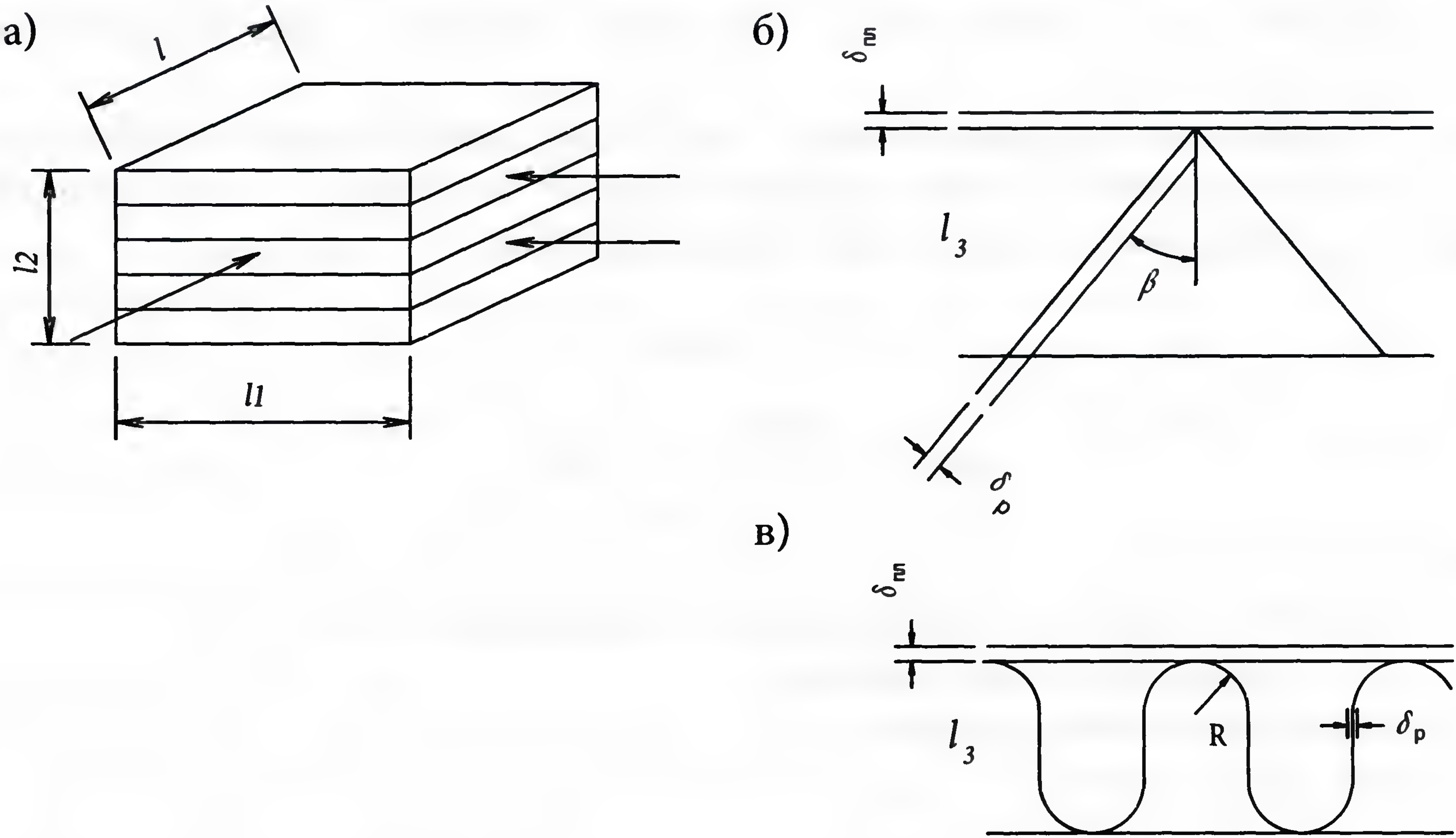


Рисунок 9.12. Схема устройства пластинчатого воздуховоздушного теплообменника:
а — общий вид; б — треугольные каналы; в — U-образные каналы

$$f = \frac{l_1 l_2 \left(l_3 - \dfrac{1}{\sin\beta}\delta_p\right)}{(l_3 + \delta_{пл})}; \tag{9.96}$$

— для U-образных каналов с $R \le l_3/2$:

$$F = \left(\pi + \frac{l}{R}\right) \cdot \frac{l_1 \cdot l_2 \cdot l}{l_3 + \delta_{пл}}; \tag{9.97}$$

$$F_v = F / l_1 l_2 l; \tag{9.98}$$

$$f = l_1 l_2 \frac{\left\{ l_3 - \delta_p \left[\frac{\pi}{2} + \left(\frac{l_3}{2R} - 1 \right) \right] \right\}}{\left(l_3 + \delta_{пл} \right)}. \tag{9.99}$$

6. Рассчитывают критерий Нуссельта Nu_2 и определяют значение коэффициента теплообмена от стенки к нагреваемому воздуху:

$$\alpha_2 = \frac{\lambda_{2ср} Nu_2}{d_{2экв}}. \tag{9.100}$$

7. Определяют температуру стенки канала:

$$t_{ст} = t_{ср_2} + \frac{c_2 G_2 \left(t_2'' - t_2' \right)}{3{,}6 \alpha_2 F}. \tag{9.101}$$

При температуре поверхности стенки канала ниже 0°С возможно замерзание конденсата на поверхности пластин с образованием слоя инея. Для того, чтобы не допустить образование инея, необходимо применить один из способов защиты, например, устройство байпаса, когда часть холодного наружного воздуха пропускают через обводной канал теплообменника, называемый байпасом.

8. Определяют долю наружного воздуха *a*, которая проходит через байпас.

Для этого задают значение *a*, например $a = 0{,}3$, и определяют расход приточного воздуха через теплообменник $G_2' = (1 - a) G_2$.

Расчет повторяют для измененного значения расхода воздуха G_2' (начиная с пункта 2) и получают значение температуры стенки $t_{ст}'$ при $a = 0{,}3$, далее с помощью графика определяют, при каком значении доли наружного воздуха через байпас *a* температура стенки будет больше нуля градусов $t_{ст} \geq 0°C$ (рисунок 9.13).

9. Уточняют температуру стенки $t_{ст}$, коэффициент теплоотдачи α_2 от стенки пластин к приточному воздуху, температуру и энтальпию приточного воздуха на выходе из теплообменника при полученном значении доли приточного воздуха через байпас а, повторяя расчет со 2 до 7 пункты.

10. Из уравнения баланса теплоты для теплообменивающихся сред определяют энтальпию удаляемого воздуха на выходе из теплообменника, кДж/кг:

$$i_1'' = i_1' - \left(i_2'' - i_2' \right) \frac{G_2 (1 - a)}{G_1}. \tag{9.102}$$

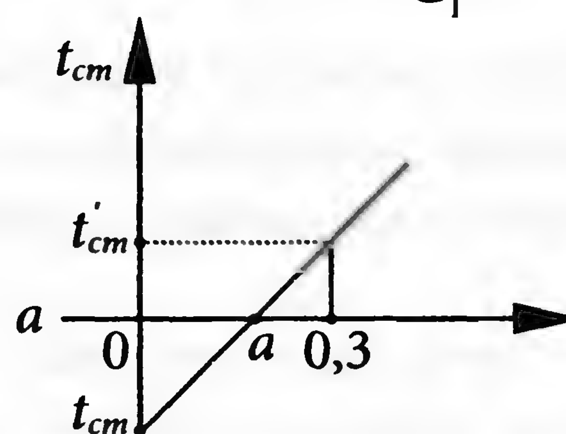


Рисунок 9.13. Определение доли приточного воздуха, проходящего через обводной канал

11. На i – d диаграмме строят процесс охлаждения удаляемого воздуха, соединяя точку, характеризующую состояние удаляемого воздуха на входе в теплообменник, с точкой, характеризующей состояние удаляемого воздуха на выходе из теплообменника. Пластинчатый теплообменник может

работать в режиме «сухого» теплообмена или с выпадением конденсата на всей или части поверхности теплообмена в потоке удаляемого воздуха. Режим работы теплообменника определяют начальные параметры наружного воздуха (температура и энтальпия) и удаляемого воздуха (температура и относительная влажность), а также схема движения теплообменивающихся сред. Точку, характеризующую состояние удаляемого воздуха на выходе из теплообменника, находят на пересечении линии постоянной энтальпии i_1'' с линией постоянного влагосодержания d_1' для случая «сухого» теплообмена и с линией насыщения $\varphi = 100\%$ при выпадении конденсата. Определяют температуру t_1'' и влагосодержание d_1'' удаляемого воздуха на выходе из теплообменника. Если наблюдается «мокрое» охлаждение воздуха, то есть процесс охлаждения сопровождается конденсацией водяных паров, находят изменение влагосодержания удаляемого воздуха, г/кг:

$$\Delta d = d_1' - d_1''. \qquad (9.103)$$

12. Определяют среднюю температуру удаляемого воздуха:

$$t_{1cp} = \frac{t_1' + t_1''}{2} \qquad (9.104)$$

и его теплофизические характеристики при средней температуре удаляемого воздуха:
— плотность воздуха ρ_{1cp}, *кг/м*^{3};
— коэффициент теплопроводности λ_{1cp}, *Вт/м К*;
— кинематическую вязкость ν_{1cp}, м/с^2;
— критерий Прандтля Pr_{1cp}.

Скорость удаляемого воздуха, м/с, в живом сечении теплообменника определяют по формуле:

$$\upsilon_{1cp} = \frac{G_1}{3600\rho_{1cp} f_1}. \qquad (9.105)$$

13. Рассчитывают критерий Рейнольдса и, используя критериальную зависимость 9.91, вычисляют критерий Нуссельта Nu_1, после чего находят коэффициент теплоотдачи в условиях «сухого» теплообмена от воздуха к стенке канала:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda_{1cp}}{d_{1экв}}. \qquad (9.106)$$

14. Находят увеличение коэффициента теплоотдачи за счет скрытой теплоты конденсации водяного пара:

$$\Delta\alpha_{k1} = \frac{\Delta d G_1 r}{F\left(t_{1cp} - t_{cm}\right)}, \qquad (9.107)$$

где r — удельная теплота парообразования, значение которой можно принимать равным 2540 кДж/кг.

15. Определяют коэффициент теплопередачи теплообменника при конденсации водяных паров на поверхности пластин, учитывающий тепло- и массоперенос:

$$k_1 = \frac{1}{\dfrac{1}{\left(\alpha_1 + \Delta\alpha_{k1}\right)} + \dfrac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \dfrac{1}{\alpha_2}}. \qquad (9.108)$$

16. Вычисляют число единиц переноса явной теплоты для приточного воздуха:

$$NTU_2 = \frac{3{,}6 k_1 F}{c_в G_2 (1 - a)} \qquad (9.109)$$

и относительный водяной эквивалент:

$$\bar{W}_2 = \frac{c_в G_2 (1-a)}{c_{нас} G_1}. \qquad (9.110)$$

Коэффициент эффективности по явной теплоте для нагреваемой среды определяют в зависимости от схемы движения теплообменивающихся сред: противоточной — по формуле 9.4, прямоточной — по формуле 9.5, перекрестной — по формуле 9.6.

17. Определяют конечную температуру нагреваемого воздуха на выходе из утилизатора:

$$t_2'' = t_2' + \theta_{t_2}\left(t_1' - t_2'\right). \qquad (9.111)$$

18. Температура смеси воздуха, проходящего через байпас и нагретого в утилизаторе:

$$t_{2см} = t_2''(1-a) + at_2'. \qquad (9.112)$$

19. Уточняют значение энтальпии удаляемого воздуха на выходе из теплообменника по формуле 9.102.

20. Вычисляют потери давления соответственно по каждому потоку воздуха, Па:

$$\Delta p = A_1 \operatorname{Re}_{ср}^{n_1} \frac{\upsilon_{ср}^2 \rho_{ср}}{2}\left(\frac{F}{f}\right). \qquad (9.113)$$

21. Определяют расчетное количество теплоты регенерации, Вт:

$$Q_2 = 0{,}278 c_в \left(t_2'' - t_2'\right) G_2 (1-a). \qquad (9.114)$$

Расчет пластинчатого воздуховоздушного теплообменника с помощью диаграмм

При использовании диаграмм процедура подбора пластинчатого воздуховоздушного теплообменника по сравнению с предыдущим расчетом существенно упрощается и сокращается. Вид диаграмм, приводимых в каталогах фирм-производителей, несколько отличается друг от друга. Общим является то, что диаграммы позволяют определять значения коэффициента температурной эффективности и потерь давления по воздуху в зависимости от расходов удаляемого и приточного воздуха, а также параметров потоков воздуха на входе в теплообменник.

Для примера подбора пластинчатого теплообменника с помощью диаграммы выбраны диаграммы фирмы-производителя пластинчатых воздуховоздушных теплообменников Hoval (рисунки 9.14–9.16). Диаграммы составлены для теплообменников соответствующего типа с конкретной величиной расстояния между пластинами; они дают достаточно точные результаты для диапазона температур воздуха от –15°C до 25°C.

Коэффициент температурной эффективности теплообменника θ_t (номинальное значение), соответствующий отношению массовых расходов воздуха $G_y/G_t = 1$, а следовательно и водяному эквиваленту, равному единице, определяют по графику (рисунок 9.14) для соответствующего типа теплообменника и расстояния между пластинами в зависимости от удельного объемного расхода наружного воздуха (при плотности $\rho_в = 1{,}2$ *кг/м*^{3}), отнесенного к ширине теплообменника. Одновременно определяют потери давления в соответствующем потоке воздуха в зависимости от удельного объемного расхода, определенного при плотности воздуха для стандартных условий (температура воздуха 20°C, относительная влажность 50%, атмосферное давление 101,3 кПа). Если расход удаляемого воздуха не равен расходу приточного воздуха, по графику (рисунок 9.15) определяют поправку к коэффициенту температурной эффективности $\Delta\theta_t$ в зависимости от отношения объемных расходов воздуха, которое равно отношению массовых расходов воздуха при стандартных условиях.

Температурный коэффициент эффективности уменьшается при отношении $G_2/G_1>1$, увеличивается — при отношении $G_2/G_1<1$. При выпадении конденсата в потоке удаляемого воздуха вводится поправка $\Delta\theta_2$ на температурный коэффициент эффективности по нагреваемому воздуху θ_{2t}, определяемая по графику (рисунок 9.16) в зависимости от начального значения относительной влажности удаляемого воздуха и разности температур приточного воздуха на входе и выходе из теплообменника, определяемой:

$$\left(t_2''-t_2'\right)=\theta_{t_2}\left(t_1'-t_2'\right). \tag{9.115}$$

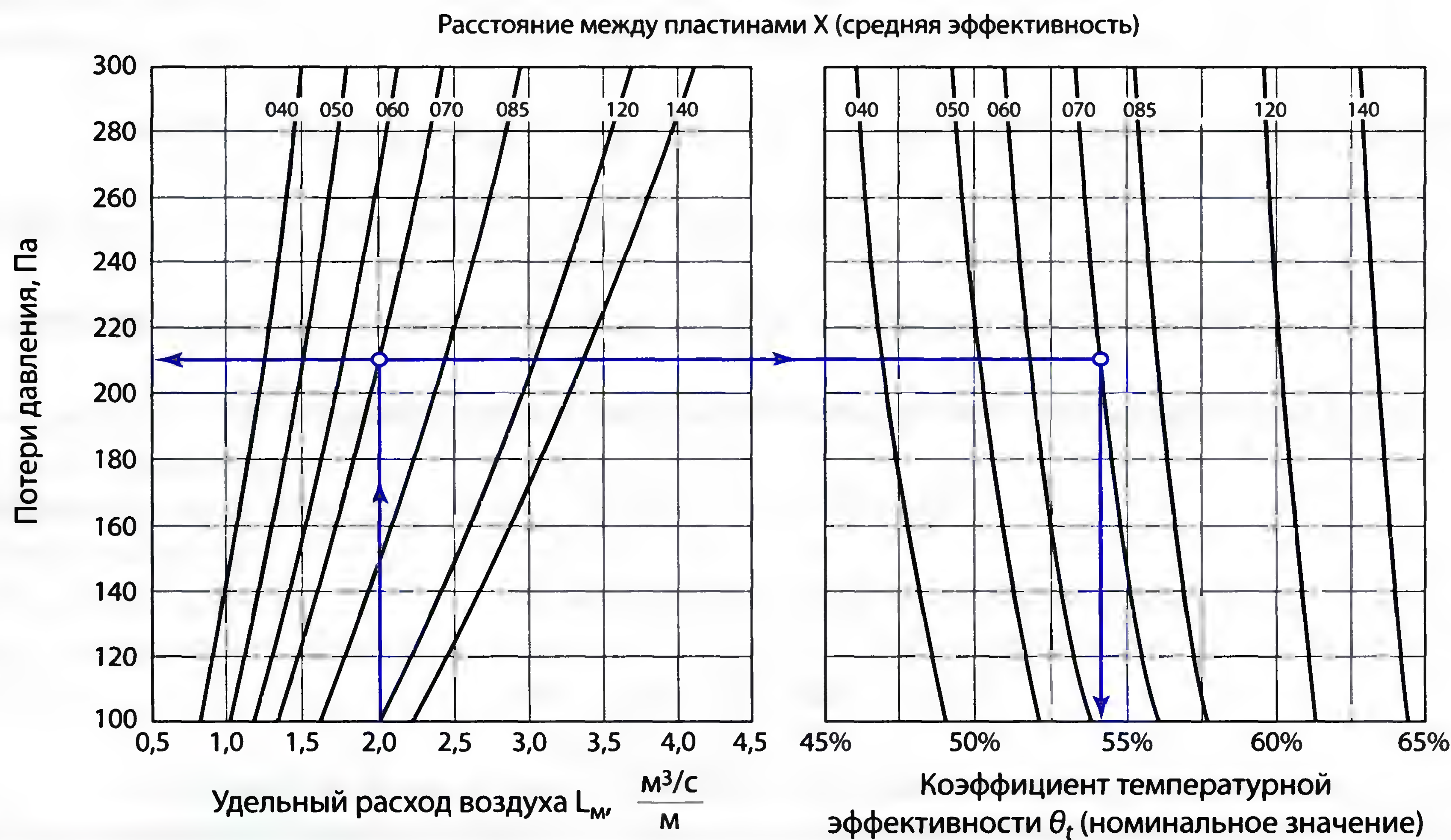


Рисунок 9.14. Коэффициент температурной эффективности θ_t (номинальное значение)

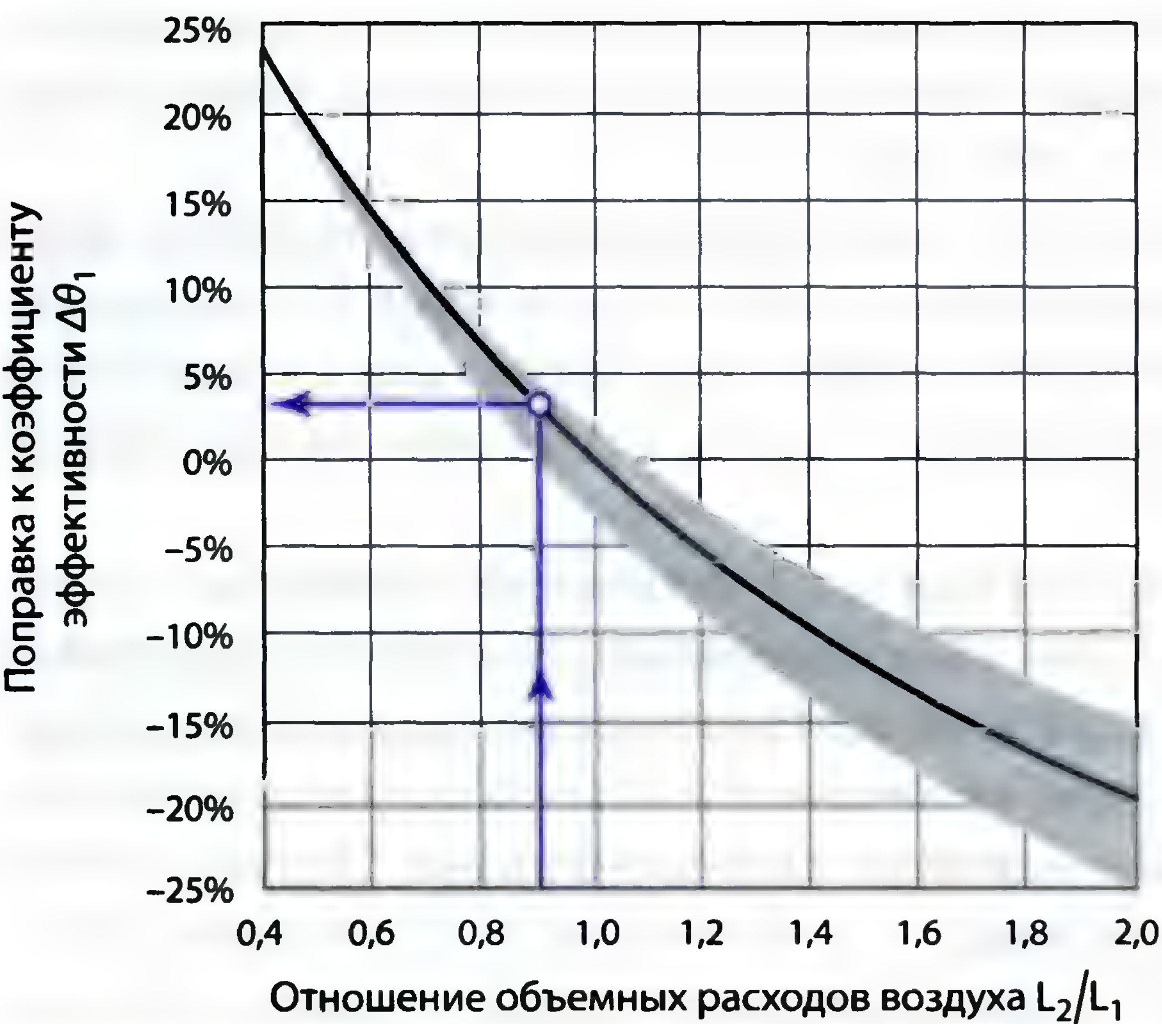


Рисунок 9.15. Поправочный коэффициент, учитывающий различие величин массовых расходов воздуха в потоках приточного и удаляемого воздуха

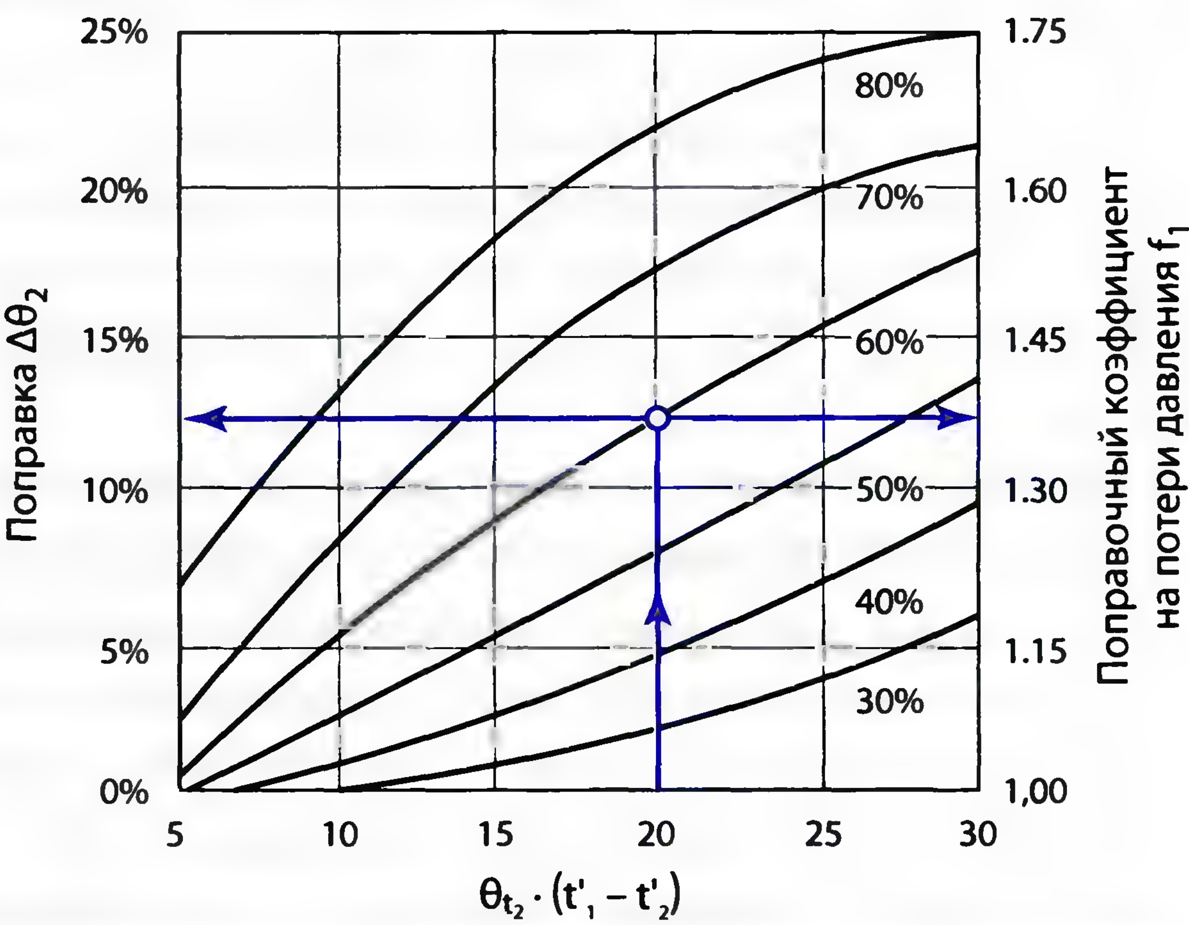


Рисунок 9.16. Поправочный коэффициент, учитывающий образование конденсата в потоке удаляемого воздуха

Поправка $\Delta\theta_2$ может быть определена в том случае, если расход приточного воздуха равен расходу удаляемого, иначе следует выполнять расчет с помощью компьютерной программы Hoval CAPS (Computer Aided Plate Heat Exchanger Selection). Коэффициент температурной эффективности с учетом конденсации водяных паров определяется как сумма температурного коэффициента эффективности по нагреваемому воздуху θ_{2t} и поправки $\Delta\theta_2$: $\theta_{2t}' = \theta_{2t} + \Delta\theta_2$.

Температуру приточного воздуха определяют по формуле 9.88, энтальпию удаляемого воздуха — по формуле 9.102, температуру удаляемого воздуха — по i – d диаграмме.

При выпадении конденсата для учета увеличения потери давления в потоке удаляемого воздуха вводится поправка f_1, определяемая по графику (рисунок 9.16) в зависимости от разности температур приточного воздуха и относительной влажности удаляемого воздуха на входе в теплообменник. Действительное значение потери давления рассчитывается посредством умножения значения потери давления при «сухом» теплообмене ΔP_1 на значение поправки f_1.

Данный метод расчета с использованием диаграмм дает приближенные значения параметров воздуха на выходе из теплообменника. При расчете теплообменника в стандартной области использования при диапазоне температур от –15°С до 25°С погрешность при расчете потери давления составляет не более 5%, при расчете коэффициента температурной эффективности — не более 2%.

Расчет контактных теплообменников

Существует много разнообразных методов расчета контактных аппаратов. Это объясняется разнообразием их конструкции и сложностью протекающих процессов. Инженерные расчеты контактных аппаратов различных конструкций (аппарат с орошаемой насадкой, барботажные и пенные аппараты, оросительные камеры, центробежные аппараты) выполняют при помощи различных методов, которые можно разбить на четыре группы:

1. Методы, в которых используют значения коэффициентов переноса (коэффициенты явного теплообмена α, полного теплообмена σ, массообмена β), отнесенные к площади поверхности контакта F. Их применяют непосредственно в размерном виде или в составе безразмерных комплексов. Эти методы наиболее часто используют для расчета аппаратов с орошаемой насадкой, потому что площадь поверхности контакта между газом и жидкостью можно оценить достаточно точно (Кокорин О. Я, Соснин Ю. П., Бухаркин Е. Н.).
2. Методы, использующие численные значения безразмерных комплексов. Они включают в себя единые переменные произведения αF, βF, σF. Эти методы применяют для расчета аппаратов с капельной поверхностью и барботажных аппаратов, где не удается оценить площадь поверхности тепло- и массообмена (Андреев Э. И., Стефанов Е. В.).
3. Методы, в которых используются коэффициенты эффективности. Разработаны для расчета ограниченного круга контактных аппаратов, в частности оросительных камер форсуночного и сеточного типа (Карпис Е. Е., ВНИИ «Кондиционер», Баркалов Б. В.).
4. Методы, используемые в качестве определяющих размерные и безразмерные величины, не содержащие коэффициенты переноса α, β, σ и представляющие собой отношения температур, энтальпий или объемные показатели процесса тепломассообмена (Богатых С. А., Зусманович Л. М., Аронов И. З).

Расчет системы регенерации теплоты с промежуточным теплоносителем с двумя рекуперативными теплообменниками (СУТПТ)

Система утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем включает две группы теплообменников: теплоутилизаторы-воздухоохладители в потоке удаляемого воздуха и теплоутилизаторы-воздухонагреватели в потоке приточного воздуха. Неизвестной величиной, помимо параметров воздуха на выходе из теплообменников, является температура промежуточного теплоносителя.

При поверочном расчете такой системы используют понятия «общий коэффициент эффективности» и «частные значения коэффициентов эффективности для каждой группы теплообменников».

Рассмотрим порядок поверочного расчета СУТПТ на примере системы с рекуперативными теплообменниками в потоке удаляемого и приточного воздуха. В качестве рекуперативных теплообменников используются поверхностные теплообменники центральных кондиционеров.

Дано:

Начальные параметры теплообменивающихся сред:

— температура и энтальпия греющей среды t_1', °С, i_1', кДж/кг (удаляемый воздух);

— температура и энтальпия нагреваемой среды t_2', °С, i_2', кДж/кг (приточный воздух);

— расход удаляемого и приточного воздуха G_1 и G_2, кг/час.

Необходимо найти:

Конечные параметры теплообменивающихся сред:

— температура t_1'', °С, и энтальпия i_1'', кДж/кг, греющей среды;

— температура t_2'', °С, и энтальпия i_2'', кДж/кг, нагреваемой среды;

— расход промежуточного теплоносителя $G_ж$, кг/час;

— температура теплоносителя на входе в теплообменник-воздухоохладитель $t'_{ж1}$, °С, и на выходе из теплообменника — воздухоохладителя $t''_{ж1}$, °С.

Порядок расчета:

1. Определяют площадь поверхности нагрева теплообменников в каждом потоке:

$$F_1 = F_{01}m\,;\ F_2 = F_{02}m;$$

где m — количество рядов трубок по глубине теплообменника;

F_{01}, F_{02} — площадь поверхности нагрева однорядного теплообменника соответствующего типоразмера кондиционера, выбранного по расходу воздуха и рекомендуемому значению скорости воздуха в сечении кондиционера; скорость воздуха рекомендуется принимать не более 2,5 м/с в системе с промежуточным теплоносителем.

Количество рядов трубок по глубине p принимается в зависимости от климатических характеристик местности в холодный период года, определяющихся следующим параметром:

$$\tau = t_{ср.оп}\tau_{оп}, \tag{9.116}$$

где $t_{ср.оп}$ — средняя температура отопительного периода, °С;

τ_o — продолжительность отопительного периода, сут.;

$\tau > -5000$°С час $p = 8$–9

-5000°С $\geq \tau \geq -26000$°С час $p = 10$–12

$\tau < -26000$°С час $p = 16$.

2. Выбирают промежуточный теплоноситель в зависимости от средней температуры:

$$t_ж^{ср} = \frac{t_1' + t_2'}{2}. \tag{9.117}$$

Если температура $t_ж^{ср} < 12$°С, то необходимо использовать незамерзающую жидкость; при средней температуре $t_ж^{ср} > 12$°С допускается использовать воду.

3. Определяют расход промежуточного теплоносителя:

$$G_ж = \frac{G_2 c_2}{W_{2onm} c_ж}, \tag{9.118}$$

принимая оптимальное значение водяного эквивалента:

$$\overline{W}_{2опт} = 0,55 + 0,4\frac{G_1}{G_2} - 0,006(\varphi_1' - 30), \tag{9.119}$$

где φ_1' — начальное значение относительной влажности удаляемого воздуха, %.

Оптимальное значение водяного эквивалента можно принимать в диапазоне

$$\overline{W}_{2опт} = 1,25 \div 0,67.$$

Вычисляют скорость движения теплоносителя в трубках теплообменника для каждого потока:

$$\omega_i = \frac{G_ж}{3600 f_i \cdot m \cdot \rho_ж}. \tag{9.120}$$

4. Определяют коэффициент теплопередачи теплообменника в каждом потоке по формуле 9.12.
5. Вычисляют число единиц переноса теплоты для каждого потока NTU_1 и NTU_2 и частные значения коэффициентов температурной эффективности теплообменников θ_{1t} и θ_{2t}.

   В водовоздушных теплообменниках реализуется многоходовая перекрестная схема движения теплообменивающихся сред, потому сложно вычислить коэффициенты эффективности по формуле, поэтому они определяются по таблице или по графику, подобному графику на рисунке 9.3 для соответствующей схемы движения.

   Определяют общий коэффициент эффективности системы с промежуточным теплоносителем для приточного воздуха по формуле 9.85.
6. Вычисляют температуру приточного воздуха на выходе из утилизатора:

$$t_2'' = t_2' + \theta_{общ2t}(t_1' - t_2'). \tag{9.121}$$

7. Вычисляют энтальпию удаляемого воздуха на выходе из теплоутилизатора :

$$i_1'' = i_1' - \frac{G_2}{G_1}c_2(t_2'' - t_2'). \tag{9.122}$$

8. Проверяют на i – d диаграмме, будет ли конденсация водяного пара в потоке удаляемого воздуха. Если конденсация есть, то вводится повышающий коэффициент на общий коэффициент эффективности:

$$\theta_{общ2t} = \frac{1}{\frac{1}{\theta_{2t}} + \frac{1}{\theta_{1t}}\frac{G_2}{G_1} - \overline{W}_2}\zeta, \tag{9.123}$$

где ζ — поправка на конденсацию водяных паров:

$$\zeta = \begin{cases} 1 + 0,285(1 - \zeta')(1 - 0,285 t_1'), \ -25°C \le t_2' < 0°C; \\ \zeta_\tau, \ t_2' < -25°C; \end{cases} \tag{9.124}$$

где $\zeta_\tau = \begin{cases} 1,1, \ \varphi_1 \ge 60\% \\ 1,04, \ \varphi_1 > 40\% \\ 1,0, \ \varphi_1 \ge 30\%. \end{cases}$

Вычисляют температуру приточного воздуха на выходе из утилизатора с учетом поправки на конденсацию по формуле 9.121.

9. Вычисляют окончательное значение энтальпии удаляемого воздуха на выходе из теплоутилизатора по формуле 9.122. Определяют по i – d диаграмме температуру удаляемого воздуха на выходе из теплоутилизатора t_1'' при значениях энтальпии i_1'' и относительной влажности $\varphi = 90\%$.
10. Вычисляют температуру промежуточного теплоносителя:

$$t''_{ж_1} = t'_{2_1} + \frac{1}{\theta_{t2}}\left(t''_2 - t'_2\right), \tag{9.125}$$

$$t'_{ж1} = t''_{ж1} - \frac{c_2 G_2}{c_ж G_ж}\left(t''_2 - t'_{2_1}\right). \tag{9.126}$$

Пример 9.10. Теплотехнический расчет системы регенерации теплоты с двумя рекуперативными теплообменниками в потоке удаляемого и приточного воздуха

Начальные параметры:

температура и энтальпия удаляемого воздуха $t_1' = 20°C$, $i_1' = 31,4$ кДж/кг;

температура и энтальпия наружного воздуха $t_2' = -26°C$, $i_2' = -25,1$ кДж/кг (параметры Б — город Москва);

расходы удаляемого и приточного воздуха равны $G_1 = G_2 = 23428$ кг/час.

площадь фронтального сечения центрального кондиционера КЦКП-20 $F = 1,956$ м², площадь живого сечения одной медной трубки $f_w = 0,0001108$ м², площадь поверхности теплообмена одного ряда при расстоянии между пластинами 2,5 мм $F = 40,4$ м².

Необходимо найти конечные параметры теплообменивающихся сред:

температуру t_1'', °C и энтальпию i_1'', кДж/кг, удаляемого воздуха после системы регенерации;

температуру t_2'', °C и энтальпию i_2'', кДж/кг, приточного воздуха после системы регенерации;

расход промежуточного теплоносителя $G_ж$, кг/час;

температуру теплоносителя на входе в теплообменник-воздухоохладитель $t'_{ж1}$ и на выходе из теплообменника — воздухоохладителя $t''_{ж1}$, °C.

Порядок расчета:

1. *Принимаем количество рядов трубок по глубине $p = 10$ в соответствии со значением*

$$\tau = t_{ср.оп} \cdot \tau_{оп} = -3,2 \cdot 205 \cdot 24 = 15744 °C \cdot час.$$

2. Выбираем промежуточный теплоноситель в зависимости от средней температуры:

$$t_ж^{ср} = \frac{20-26}{2} = -3°C.$$

Используем 40%-ный раствор этиленгликоля. Теплофизические характеристики раствора при таком значении температуры промежуточного теплоносителя:
теплоемкость $c_ж = 3,39$ кДж/(кг·°C);
плотность $\rho_ж = 1067$ кг/м³.

3. *Определяем расход промежуточного теплоносителя при оптимальном значении водяного эквивалента: $\overline{W}_{2опт} = 1$*

$$G_ж = \frac{23428 \cdot 1,005}{1 \cdot 3,39} = 6945,5\ кг/час.$$

4. *При $H_{тр} = 1,45$ м и 10 рядах трубок по ходу воздуха общее количество трубок составит:*

$$N = \frac{10 \cdot 1,45}{0,05} = 290.$$

Принимаем максимальное число ходов 16 и определяем число подключений к коллектору:

$$m = \frac{290}{16} \approx 18.$$

5. *Вычисляем скорость движения теплоносителя в трубках теплообменника:*

$$w = \frac{6945,5}{3600 \cdot 1067 \cdot 0,0001108 \cdot 18} = 0,9 \text{ м/с}.$$

6. *Коэффициент теплопередачи:*

$$k = 20,94 \cdot (3,32)^{0,37} \cdot 0,9^{0,18} = 32,1 \text{ Вт/м}^2\cdot°\text{С}.$$

7. *Вычисляем число единиц переноса теплоты NTU_1 и NTU_2:*

$$NTU_2 = NTU_1 = \frac{3,6 \cdot 32,1 \cdot 10 \cdot 40,4}{1,005 \cdot 23428} = 1,98.$$

8. *Частные значения коэффициентов температурной эффективности теплообменников θ_{1t} и θ_{2t} определяем по формуле для перекрестной схемы движения теплообменивающихся сред:*

$$\theta_{2t} = \theta_{1t} = \left\{1 - \exp\left[-\left(1 - \exp(-1,98)\right)1\right]\right\}\frac{1}{1} = 0,58.$$

9. *Общий коэффициент эффективности системы с промежуточным теплоносителем для приточного воздуха составит:*

$$\theta_{общ2t} = \frac{1}{\dfrac{1}{0,58} + \dfrac{1}{0,58}\dfrac{23428}{23428} - 1} = 0,408.$$

10. *Вычисляем температуру приточного воздуха на выходе из утилизатора:*

$$t_2'' = -26 + 0,408\left(20 - (-26)\right) = -7,2°\text{C}.$$

11. *Вычисляем энтальпию удаляемого воздуха на выходе из теплоутилизатора:*

$$i_1'' = 31,4 - 1,005(-7,2 + 26) = 12,5 \text{ кДж/кг}.$$

Наносим точку с таким значением энтальпии на линию φ = 95% и определяем параметры воздуха в этой точке:
температура t_1'' = 2,0°С, влагосодержание d_1'' = 4,2 г/кг.

Влагосодержание удаляемого воздуха изменилось незначительно, поэтому можно пренебречь увеличением коэффициента эффективности, связанным с выпадением конденсата в потоке удаляемого воздуха.

12. *Вычисляем температуру промежуточного теплоносителя:*

$$t''_{ж_1} = -26 + \frac{1}{0,58}(-7,2 + 26) = 6,4°\text{C};$$

$$t'_{ж1} = 6,4 - \frac{1,005 \cdot 23428}{3,39 \cdot 6945,5}(-7,2 + 26) = -12,4°\text{C}.$$

13. Аэродинамическое сопротивление теплообменников:

$$\Delta P_a = 4{,}093 \cdot 5 \cdot (3{,}32)^{1{,}65} = 148{,}2\ Па.$$

14. Гидравлическое сопротивление воздухонагревателя при теплоносителе воде:

$$\Delta P_w = 1{,}968 \cdot 16 \cdot 1{,}33 \cdot 0{,}9^{1{,}69} = 35{,}05\ кПа.$$

При теплоносителе — 40%-ном растворе этиленгликоля — необходимо ввести повышающий коэффициент 1,48 на гидравлическое сопротивление, тогда оно составит:

$$\Delta P_w = 1{,}48 \cdot 35{,}05 = 51{,}9\ кПа.$$

Подбор вентиляционного агрегата

Подбор вентиляционного агрегата кондиционера осуществляют по расходу воздуха и полному давлению, равному сумме аэродинамических сопротивлений отдельных блоков кондиционера, вентиляционной сети, подпора, с использованием аэродинамических характеристик вентиляционных агрегатов, приведенных в каталогах фирм-производителей. Аэродинамическое сопротивление вентиляционной сети определяют в результате аэродинамического расчета воздуховодов системы кондиционирования воздуха. Рециркуляционные воздуховоды подбирают таким образом, чтобы потери давления в них были равны потерям давления по направлению основного потока от воздухозаборного устройства до смесительной камеры. Если не удается обеспечить равенство потерь давления, то требуется подобрать и установить рециркуляционный вентилятор.

Аэродинамическое сопротивление блоков центрального кондиционера определяют при их подборе или ориентировочно по таблицам соответствующего каталога.

Таблица 9.18. Среднее аэродинамическое сопротивление блоков кондиционера КЦКП 1,6-100 при скорости воздуха во фронтальном сечении, Па

Скорость, м/с	2,5	3,0	3,5	Примечание
Блок приемный	15	20	27	
Блок приемный смесительный	20	28	36	
Блок фильтров ячейковых грубой очистки G3	55	80	110	начальное сопротивление
Блок фильтров средней очистки карманных G3-F9	70	100	135	начальное сопротивление
Блок воздухонагревателя	19 13	25 19	32 24	сопротивление одного ряда при шаге пластин: 1,8 2,5
Блок воздухоохладителя с сепаратором и поддоном	19 13,5	26,5 19	33,5 24	с влаговыпадением без влаговыпадения
Пластинчатый теплообменник регенерации теплоты	125 110	200 155	260 230	первый контур второй контур
Форсуночная камера орошения	85	120	165	
Сотовый увлажнитель	105	155	215	При глубине насадки 100 мм
Паровой увлажнитель	1,25	1,5	1,75	
Блок шумоглушения	25 50	40 75	60 110	Длина 1000 мм Длина 2000 мм

Сопротивление воздухонагревателя и воздухоохладителя уточняют при выполнении теплового расчета.

Аэродинамическое сопротивление орошаемых слоев насадки глубиной 200 и 300 мм блока сотового увлажнителя возрастает соответственно с повышающими коэффициентами 1,35 и 1,8. Следует принимать в расчет среднее значение конечного сопротивления запыленного фильтра 150 Па.

Характеристика вентиляционного агрегата — это графическая зависимость развиваемого давления, коэффициента полезного действия и потребляемой мощности от расхода воздуха. Удобно использовать характеристику в логарифмической системе координат, когда зависимость коэффициента полезного действия от расхода и характеристика сети имеют вид прямой линии, причем эти линии параллельны. Для подбора вентилятора на характеристику вентиляционного агрегата следует нанести точку с заданными параметрами расхода и давления воздуха и провести через эту точку характеристику сети параллельно линии постоянного коэффициента полезного действия. На характеристике сети в обычной системе координат характеристика сети имеет вид параболы. На пересечении характеристики сети и характеристики вентилятора получают рабочую точку и определяют параметры работы вентилятора в данной сети: расход воздуха, давление, коэффициент полезного действия и потребляемую мощность. Расход воздуха в рабочей точке не должен отличаться от требуемого более чем на 10%. Если необходимо сохранить заданное значение расхода воздуха, изменяют характеристику сети, корректируя диаметры и размеры сечения воздуховодов, или характеристику вентилятора, изменяя число оборотов вентилятора. Вентиляторы двухстороннего всасывания, которыми комплектуются центральные кондиционеры, соединяются с электродвигателями с помощью клино-ременной передачи, поэтому при подборе вентилятора определяется необходимое число оборотов рабочего колеса вентилятора при неизменной характеристике вентиляционной сети.

При выборе типа вентилятора следует отдавать предпочтение вентиляторам с лопатками, загнутыми назад, имеющими более высокие значения коэффициента полезного действия. Вентиляторы с лопатками, загнутыми вперед, следует применять при необходимости создания больших давлений при том же числе оборотов по сравнению с лопатками, загнутыми назад, или того же давления при меньшем числе оборотов электродвигателя. Они имеют более низкий коэффициент полезного действия и более высокий уровень шума, но меньшие габариты и вес.

Пример 9.11. Подбор вентиляционного агрегата

Подобрать центробежный вентилятор при следующих исходных данных:
расход воздуха — 19523 м³/час;
полное давление 875 Па.

Для сравнения проведем подбор вентиляторов трех типов: Nicotra с лопатками, загнутыми назад, RDN; Nicotra с лопатками, загнутыми вперед, ADN; и вентилятора Comefri TZAF с профилированными лопатками, загнутыми назад. Подбор вентилятора произведен с помощью компьютерных программ для подбора вентиляторов фирмы Nicotra и Comefri.

Результаты подбора вентилятора представлены в таблицах в зависимости от типа и типоразмера вентилятора.

Таблица 9.19. Результаты подбора вентиляторов Nicotra RDN, рабочее колесо которых имеет лопатки, загнутые назад

Тип вентилятора	n, об./мин	$P_д$, Па	$P_{ст}$, Па	η, %	$N_у$, кВт	$N_э$, кВт	L_{w1}, дБ(А)	L_{w2}, дБ(А)
RDN 560 K2	1551	68	807	76,4	6,212	7,455	88,6	89,9
RDN 630 K2	1256	43	832	79,2	6,0	7,2	86	87,3
RDN 710 K2	1085	27	848	78	6,1	7,3	86,3	87,6
RDN 800 K2	930	17	858	72,9	6,51	7,81	85	86,3

Обозначения, принятые в таблицах:
n — число оборотов рабочего колеса, об./мин;

$P_{ст}$ — *давление статическое, Па;*
$P_{д}$ — *давление динамическое, Па;*
η — *коэффициент полезного действия, %;*
$N_{в}$ — *мощность, потребляемая вентилятором, кВт;*
$N_{э}$ — *мощность, потребляемая электродвигателем вентилятора, кВт;*
L_{w1} — *А-взвешенный уровень звуковой мощности на стороне нагнетания, дБ(А);*
L_{w2} — *А-взвешенный уровень звуковой мощности на стороне всасывания, дБ(А).*

Таблица 9.20. Результаты подбора вентиляторов Nicotra ADN, рабочее колесо которых имеет лопатки, загнутые вперед

Тип вентилятора	n, об./мин	$P_{д}$, Па	$P_{ст}$, Па	η, %	$N_{в}$, кВт	$N_{э}$, кВт	L_{w1}, дБ(А)	L_{w2}, дБ(А)
ADN 560 K2	842	68	807	65,1	7,29	8,75	89,1	88,2
ADN 630 K2	752	43	832	60,8	7,8	9,36	89,6	88,7
ADN 710 K2	682	27	848	55,4	8,57	10,28	88,5	87,6
ADN 800 K2	618	17	858	47,7	9,94	11,93	91,9	91,0

При подборе вентилятора с лопатками, загнутыми вперед, имеющего седлообразную характеристику Nicotra ADN 800 K2, рабочая точка попала в нижнюю точку седловины (рисунок 9.17), что не удовлетворительно, во-первых, из-за низкого значения коэффициента полезного действия и, во-вторых, из-за неустойчивой работы вентилятора при малейших возмущениях в вентиляционной сети. Явление, при котором наблюдаются значительные пульсообразные колебания расхода воздуха, называется помпаж, и оно недопустимо при работе вентилятора.

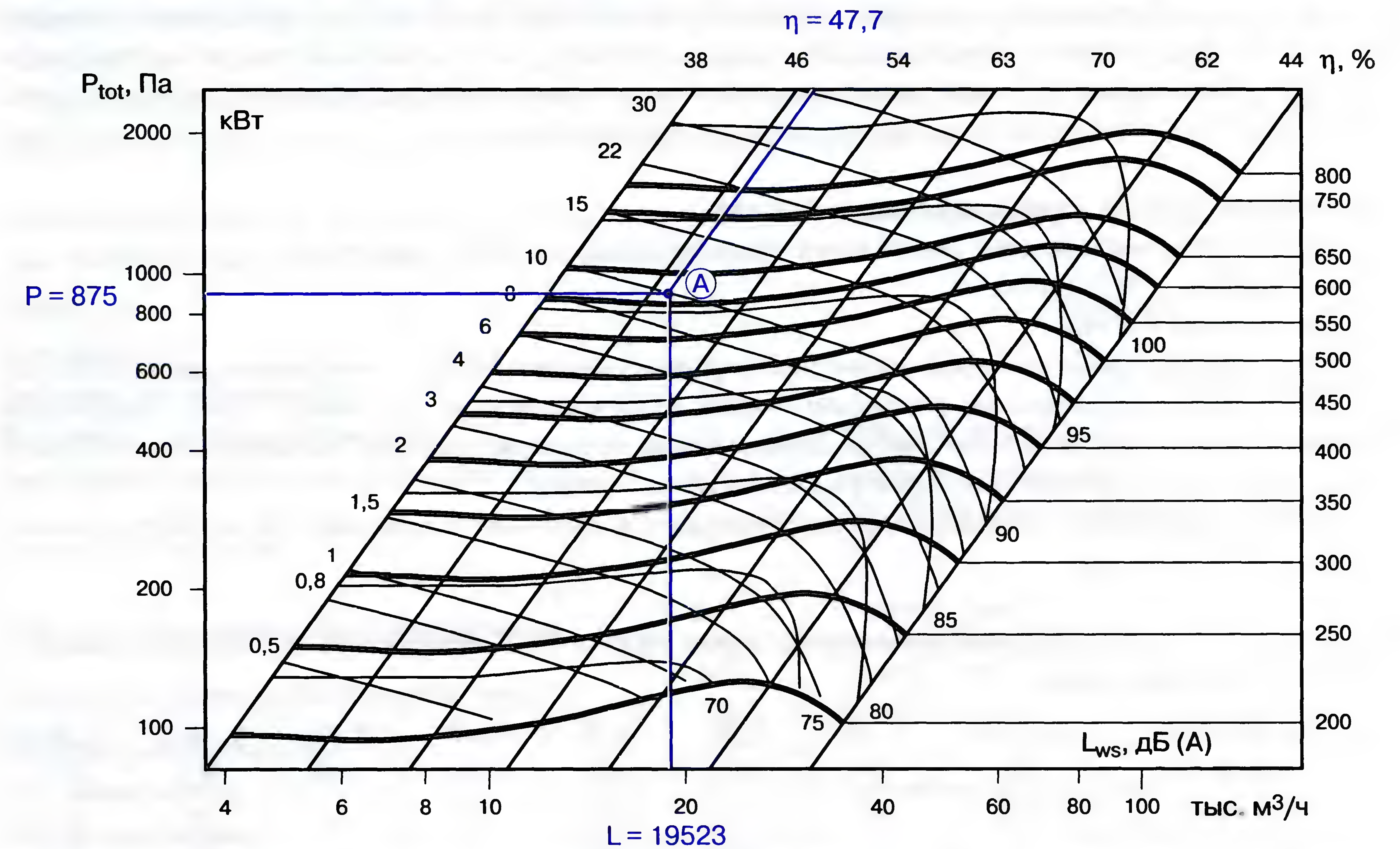


Рисунок 9.17. Пример неудачного подбора вентилятора Nicotra с лопатками, загнутыми вперед, ADN 800 K2 (характеристики в логарифмической системе координат)

Таблица 9.21. Результаты подбора вентиляторов Comefri TZAF, рабочее колесо которых имеет профилированные лопатки, загнутые назад

Тип вентилятора	n, об./мин	$P_д$, Па	$P_{ст}$, Па	η, %	$N_в$, кВт	$N_э$, кВт	L_{w1}, дБ(А)	L_{w2}, дБ(А)
TZAF 560 bas	1950	68	807	79	6,04	7,5	89,0	89,0
TZAF 630 bas	1550	43	831	80	5,95	7,5	84,0	84,0
TZAF 710 bas	1370	27	847	77	6,15	7,5	86	86
TZAF 800 T2	1800	17	857	70	6,78	11,0	87	87

Основным параметром, определяющим эффективность работы вентилятора, является его коэффициент полезного действия, поэтому всегда надо отдавать предпочтение вентилятору с максимальным значением коэффициента полезного действия. На рисунках 9.18, 9.19 и 9.20 представлены соответственно примеры подбора центробежных вентиляторов Nicotra RDN 630 K2 с лопатками, загнутыми назад, Nicotra ADN 560 K2 с лопатками, загнутыми вперед, Comefri TZAF 630 bas с профилированными лопатками, загнутыми назад, а в таблице 9.22 — параметры работы вентиляторов при заданных исходных данных.

Таблица 9.22. Сравнительная характеристика вентиляторов разных типов с максимальным значением коэффициента полезного действия

Тип вентилятора	n, об./мин	$P_д$, Па	$P_{ст}$, Па	h, %	$N_в$, кВт	$N_э$, кВт	L_{w1}, дБ(А)	L_{w2}, дБ(А)
RDN 630 K2	1256	43	832	79,2	6,0	7,2	86	87,3
ADN 560 K2	842	68	807	65,1	7,29	8,75	89,1	88,2
TZAF 630 bas	1550	43	831	80	5,95	7,5	84,0	84,0

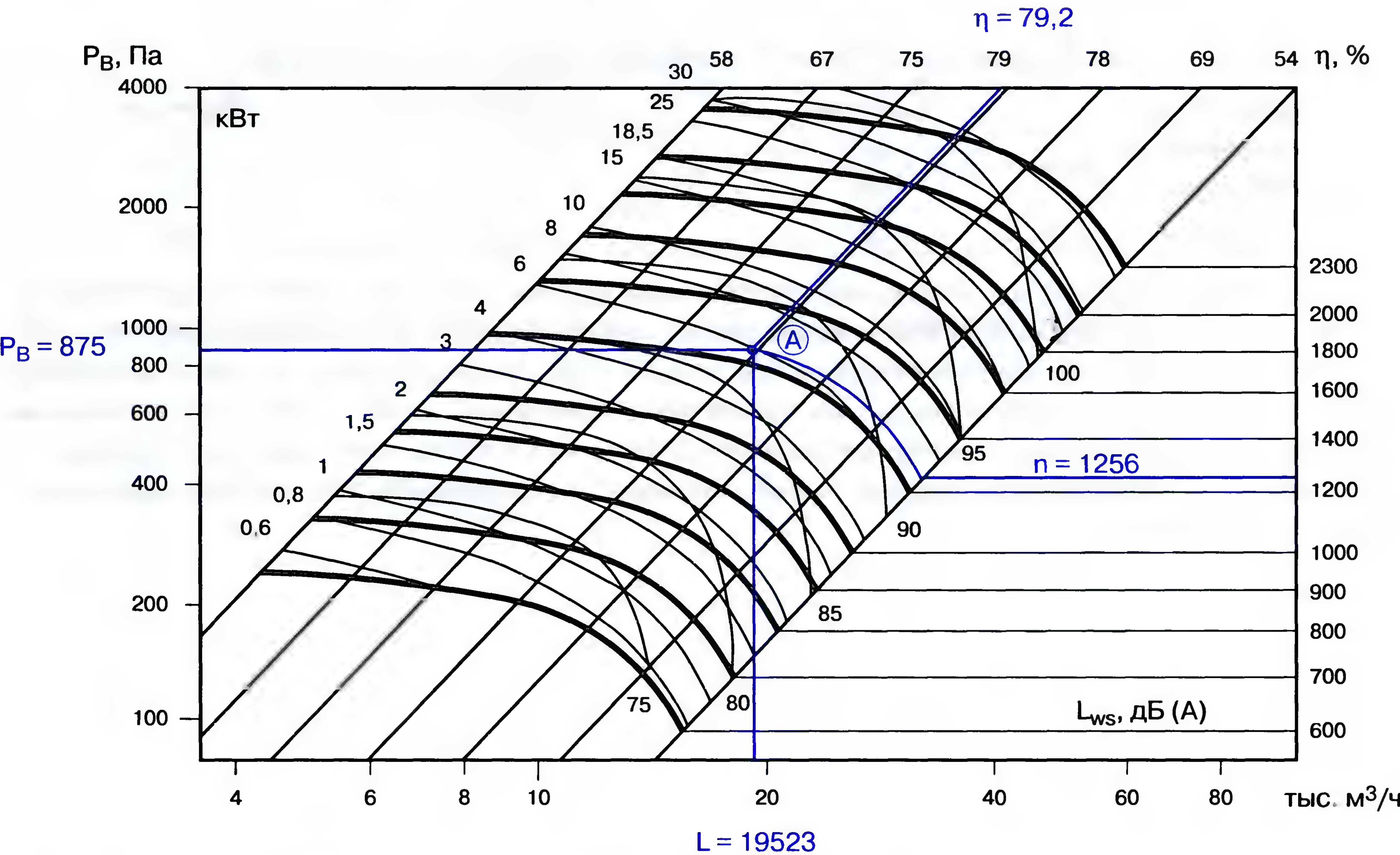


Рисунок 9.18. Пример подбора вентилятора Nicotra с лопатками, загнутыми назад, RDN 630 K2 (характеристики в логарифмической системе координат)

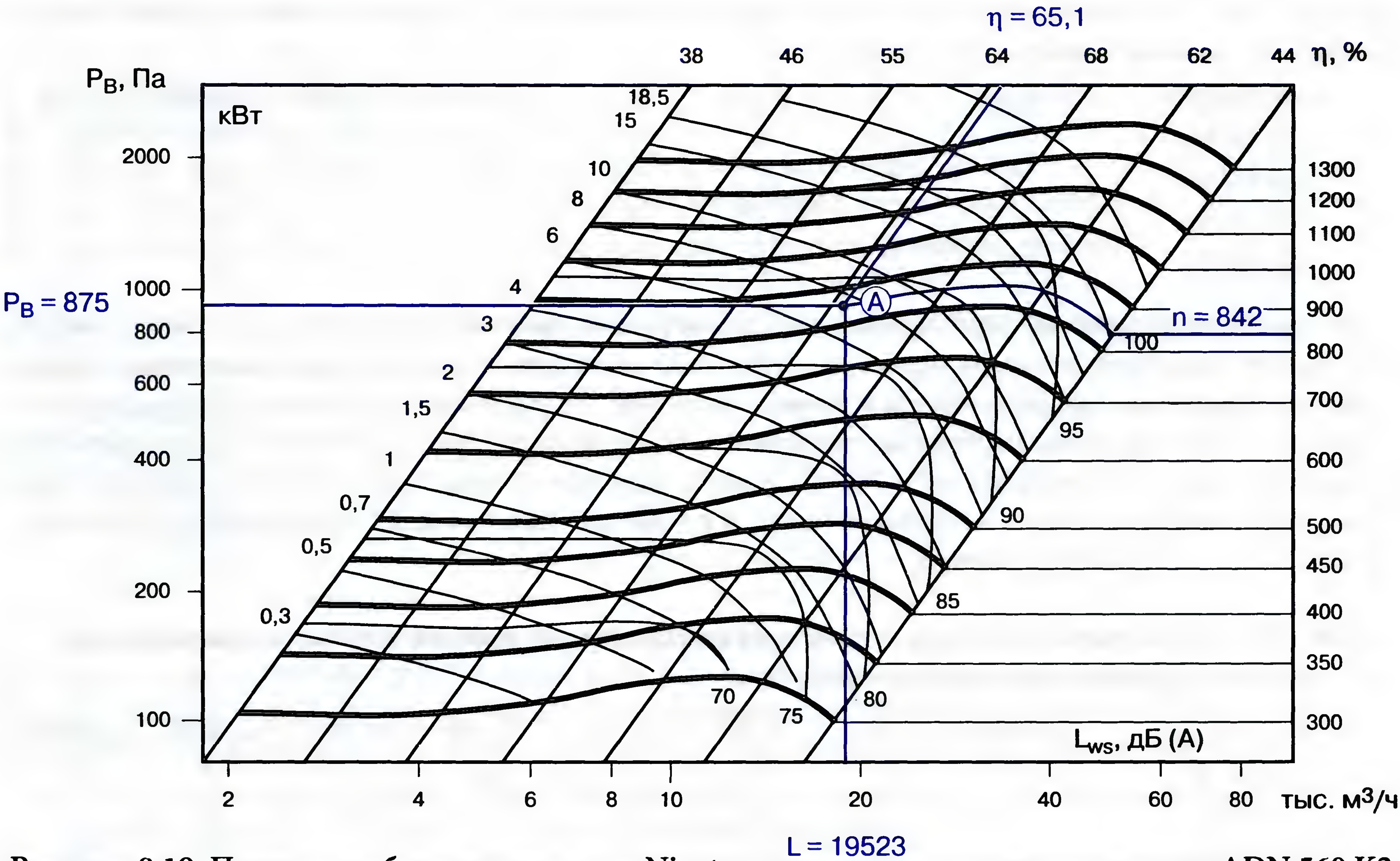


Рисунок 9.19. Пример подбора вентилятора Nicotra с лопатками, загнутыми вперед, ADN 560 K2 (характеристики в логарифмической системе координат)

Таблица 9.23. Сравнительная характеристика основных габаритов вентиляторов

Тип вентилятора	Длина, мм	Высота, мм	Ширина, мм
RDN 630 K2	1157	999	1215
ADN 560 K2	1030	893	1130
TZAF 630 bas	1144	993	1090

Вентилятор с лопатками, загнутыми вперед, имеет меньшее число оборотов, меньший диаметр рабочего колеса, но большие значения потребляемой мощности и уровня звуковой мощности.

Самый высокий коэффициент полезного действия и самый низкий уровень звуковой мощности имеет вентилятор с профилированными лопатками, загнутыми назад. Самое низкое значение мощности на валу электродвигателя имеет вентилятор с лопатками, загнутыми назад. Габариты вентилятора с лопатками, загнутыми вперед, незначительно отличаются от габаритов вентиляторов другого типа.

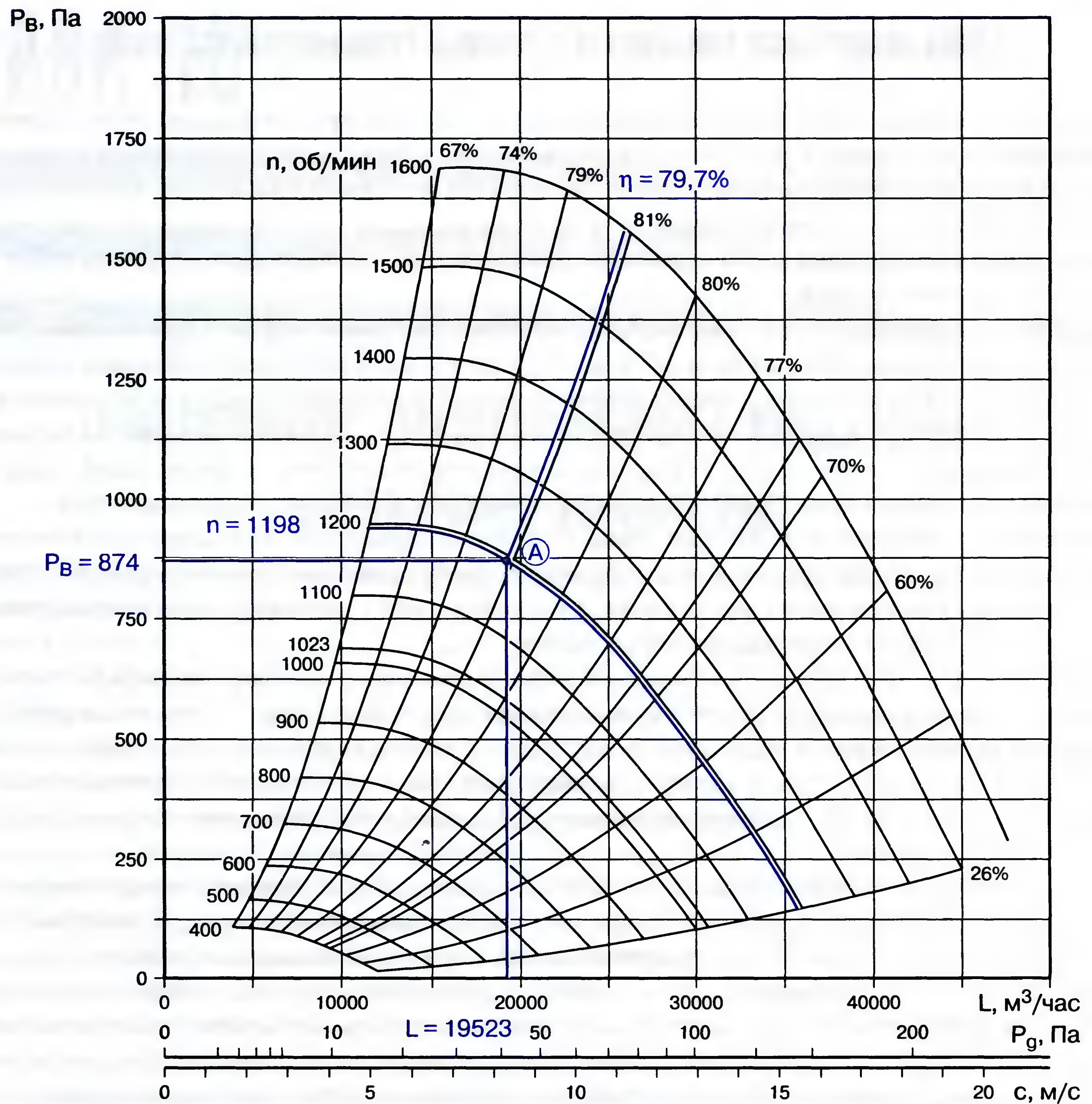


Рисунок 9.20. Пример подбора вентилятора Comefri с профилированными лопатками TZAF 630 bas

Подбор центрального кондиционера с помощью компьютерной программы

Программы подбора центральных кондиционеров, предлагаемые производителями, значительно уменьшают трудоемкость работы проектировщика по компоновке, определению типоразмера установки, расчету функциональных блоков, выбору конструктивных элементов, вспомогательных блоков и устройств, определяющих стоимость установки.

Выбор и расчет установки центрального кондиционера с помощью компьютерной программы состоит из следующих этапов:

1. Определение конфигурации установки центрального кондиционера путем компоновки функциональных и вспомогательных секций в соответствии с принятой технологической последовательностью обработки воздуха, определенной на основе построения и анализа процессов изменения состояния воздуха на i – d диаграмме (см. Главы 5, 6, 7). Возможно применение одноярусной и двухъярусной компоновки; последняя применяется в системах с регенерацией теплоты удаляемого воздуха, а также в системах кондиционирования воздуха с рециркуляцией.
2. Определение типоразмера установки. Используя полосу прокрутки, можно изменить типоразмер установки и, соответственно, скорость воздуха во фронтальном сечении приточного и вытяжного канала центрального кондиционера в соответствии с рекомендуемыми значениями для соответствующей компоновки оборудования.
3. Определение конструктивных особенностей корпуса центрального кондиционера (внешний и внутренний материал панелей, теплоизоляционный материал, толщина панелей, вариант установки по отношению к наружному воздуху, специальное исполнение для помещений определенного назначения), а также наличия вспомогательных элементов (смотровые окна, лампы освещения, выключатели, манометры), назначение стороны обслуживания и стороны подсоединения трубопроводов.
4. Расчет и подбор функциональных блоков (смесительной камеры, фильтров, воздухонагревателей, воздухоохладителей, блоков увлажнения, вентиляционных агрегатов, шумоглушителей, блоков двухканальных систем кондиционирования воздуха). Для каждого функционального блока следует задать параметры воздуха на входе и выходе из блока, вид и параметры теплоносителя или холодоносителя, параметры удаляемого воздуха для теплообменников регенерации теплоты, конструктивные особенности и наличие дополнительных элементов для регулирования производительности. Часто в программе есть возможность изменения конструктивных характеристик поверхностных теплообменников: материалы нагревательного элемента, шаг трубок, расстояние между пластинами оребрения, размеры пластин и т.д. с целью наиболее точного подбора теплообменника с требуемой площадью поверхности теплообмена. Программа автоматически рассчитывает потери давления в каждом функциональном блоке по воздуху, поэтому при подборе вентиляционного агрегата следует указать полное давление воздуха на выходе из центральной установки, определяемое в результате аэродинамического расчета воздуховодов. В программе предусмотрена возможность изменять тип и исполнение вентилятора и его рабочего колеса, тип и исполнение вентилятора и электродвигателя по взрывобезопасности, тип рамы вентилятора, степень запаса электрической мощности двигателя вентилятора. Требуется указать наличие дополнительных элементов: гибких вставок, диффузора, направляющего аппарата. В результате подбора функциональных блоков определяются искомые параметры воздуха, а также параметры работы вентилятора.
5. Определение геометрических и присоединительных размеров, в том числе длины установки. Разбивка установки на отдельные блоки, если длина превышает допустимую из условия транспортировки и монтажа. Построение чертежа установки.
6. Определение цены установки в условных единицах.

ГЛАВА 10

Теплоснабжение, холодоснабжение и водоснабжение центрального кондиционера

Основные положения выбора схемы тепло- и холодоснабжения поверхностных теплообменников 474
Теплоснабжение 475
Теплоснабжение воздухонагревателей первого подогрева 475
Теплоснабжение воздухонагревателей второго, местного и зонального подогрева 484
Холодоснабжение 486
Показатели эффективности работы холодильных машин 486
Холодоснабжение водяных поверхностных воздухоохладителей 487
Водоохлаждающие холодильные машины 488
Типология чиллеров CLIVET 488
Энергосберегающие чиллеры 494
Чиллеры для небольших зданий серии ELFO ENERGY 495
SPIN чиллеры 500
Чиллеры со свободным охлаждением 507
Температурный режим работы холодильной машины 513
Подбор холодильной машины 515
Подбор чиллера 516
Холодоснабжение поверхностных воздухоохладителей прямого расширения 520
Типология компрессорно-конденсаторных блоков CLIVET 520
Подбор фреонового воздухоохладителя и компрессорно-конденсаторного блока 524
Подбор насоса и расширительного бака 528
Подбор аккумулирующего бака 530
Водоснабжение 531
Химические и физические показатели качества воды 532
Биологические характеристики качества воды 534
Способы водозаготовки в системах кондиционирования воздуха 535

Основные положения выбора схемы тепло- и холодоснабжения поверхностных теплообменников

Выбор схемы, а также необходимого оборудования — смесительно-циркуляционных насосов, теплообменников, регулирующей и балансировочной арматуры — зависит от гидравлического и теплового режимов работы источника теплоты, особенностей теплового и гидравлического режима потребителя теплоты, способа регулирования тепло- и холодопроизводительности, статических и динамических характеристик потребителя теплоты и холода, как элемента объекта регулирования, особенностей эксплуатации поверхностных теплообменников в условиях отрицательных температур наружного воздуха.

Схема присоединения поверхностных теплообменников к гидравлическому контуру источника теплоты или холода может быть независимая или зависимая.

При *независимом присоединении* разделение контуров источников теплоты, холода и потребителей осуществляется через проточные или емкостные теплообменники или с помощью новых устройств гидравлической балансировки системы — коллекторов малых перепадов давлений (называемых еще гидравлическими регуляторами), последние применяются преимущественно в системах с индивидуальными источниками теплоты. Независимые схемы присоединения применяются в системах с большим количеством потребителей с разными характеристиками оборудования, режимами регулирования, при сложном рельефе местности в случае теплоснабжения из тепловой сети, в высотных зданиях. В системе тепло-холодоснабжения поверхностных теплообменников центральных кондиционеров и фэнкойлов обычно имеется несколько параллельно функционирующих циркуляционных контуров, отличающихся гидравлическим и тепловым режимами, в которых наряду с качественным регулированием мощности все шире используются количественные методы, т. е. регулирование расхода тепло- и холодоносителя с целью энергосбережения. В то же время для устойчивой работы теплогенератора и чиллера требуется поддержание постоянства расхода тепло-холодоносителя в контуре циркуляции. Таким образом, при разработке схемы требуется создать минимальную гидравлическую зависимость контуров источника холода, теплоты и внешнего контура потребления теплоты или холода. Что связано с обеспечением стабильного теплогидравлического режима источника холода и теплоты, переменного теплогидравлического режима потребителей — фэнкойлов, воздухонагревателей и воздухоохладителей центральных кондиционеров. Поэтому, гидравлические схемы должны строиться на основе одного общего принципа зонирования и разделения гидравлической схемы на части с условно независимой организацией циркуляции тепло- и холодоносителя в контурах источника холода, теплоты, потребителей. При независимом присоединении упрощается эксплуатация за счет более устойчивой работы системы, повышается надежность работы оборудования систем тепло- холодоснабжения. Одновременно увеличиваются единовременные затраты за счет дополнительного оборудования (насосов, теплообменников, регулирующих устройств и т.д.), в то же время эксплуатационные расходы на циркуляцию теплоносителя в контурах потребителей могут быть снижены за счет гибкого регулирования его расхода в зависимости от нагрузки.

Чаще применяется *зависимое присоединение* поверхностных теплообменников к гидравлическому контуру потребителя. При разработке схемы зависимого присоединения очень важно выбрать место установки соответствующего оборудования и согласовать работу гидравлически связанных контуров источника и потребителя, что достигается при гидравлической увязке давлений в соответствующих точках и правильном выборе напора, развиваемого насосами источника и потребителя, перепада давлений на соответствующих клапанах, при централизованном теплоснабжении — учета давления в подающем и обратном трубопроводах в точке подключения потребителя к тепловой сети и их перепада. В зависимых схемах для сохранения постоянства расхода в соответствующих контурах предусматривают байпасные линии.

При выборе схемы тепло- холодоснабжения поверхностных теплообменников следует предусматривать возможность регулирования количества передаваемой теплоты при изменении нагрузки на теплообменник по сравнению с расчетным значением.

Количество передаваемой теплоты в поверхностном теплообменнике может изменяться четырьмя способами:
— изменением расхода тепло- холодоносителя;
— изменением расхода воздуха;
— одновременным изменением расхода тепло- холодоносителя и расхода воздуха;
— изменением температуры тепло- холодоносителя на входе в теплообменник.

Изменение температуры воды при постоянном ее расходе называется *качественным регулированием*, изменение количества воды называется *количественным регулированием*. Качественное и количественное регулирование тепло-холодопроизводительности поверхностных теплообменников применяется как при независимом, так и при зависимом присоединении.

Теплоснабжение

Теплоснабжение воздухонагревателей центральных СКВ, как правило, производится из тепловой сети при централизованном теплоснабжении от ТЭЦ или районных котельных. В последнее время все чаще используются собственные теплогенераторы в зданиях для приготовления горячей воды на нужды системы отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха и горячего водоснабжения (крышные котельные, индивидуальные котлы). Возможно использование воды, нагреваемой в тепловых насосах при наличии холодильных машин с реверсированием цикла, или использование воды, нагреваемой за счет теплоты конденсации холодильной машины для воздухонагревателей второго подогрева в теплое время года.

Теплоснабжение воздухонагревателей первого подогрева

При централизованном теплоснабжении учитывают следующие исходные данные при выборе схемы контура потребителя, в частности контура воздухонагревателей первого подогрева:
— давление в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети, определяемое на стадии проекта по пьезометрическому графику или по заданию на проектирование на основании тех. условий;
— температуру в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети;
— высоту самой верхней точки циркуляционного контура потребителя.

На выбор схемы оказывают влияние значения максимальных давлений в подающем и обратном трубопроводах, определяемые из условия механической прочности элементов системы, минимальные давления из условия предотвращения вскипания высокотемпературной воды (давление насыщенных водяных паров при температуре горячей воды) и образования вакуума в системе. Вода от центральных источников теплоты подается с расчетным температурным перепадом, как правило, это 150–70°С или 130–70°С. В процессе эксплуатации температура воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети изменяется по температурному графику в зависимости от температуры наружного воздуха по определяющей отопительной нагрузке с коррекцией по нагрузке горячего водоснабжения. Значения параметров в тепловой сети редко достигает уровня расчетных, анализ режима функционирования ТЭЦ в крупных городах — Москве, Киеве — показал, что температура воды в подающем трубопроводе редко наблюдается выше 100°С.

Основным требованием в случае независимого присоединения к тепловой сети является не превышение давления в обратной магистрали тепловой сети при циркуляции теплоносителя и давления в трубопроводах при статическом режиме (отсутствие циркуляции) допустимого давления из условия механической прочности водоводяного теплообменника. Регулирование теплопроизводи-

тельности поверхностного теплообменника при независимом присоединении осуществляется путем изменения расхода горячей воды из тепловой сети, проходящей через теплообменник, вызывающее изменение температуры горячего теплоносителя во вторичном контуре (качественное регулирование) или значительно реже путем изменения расхода теплоносителя в контуре потребителя (количественное регулирование).

Зависимое подключение контура теплоснабжения поверхностного воздухонагревателя может быть без смешения или со смешением обратной и горячей воды. Самая простая и дешевая схема непосредственного подключения поверхностного воздухонагревателя первого подогрева к тепловой сети с количественным регулированием, которая до недавнего времени широко применялась в отечественной практике для стальных и биметаллических калориферов и воздухонагревателей. Перепад давления в тепловой сети в точке подключения теплового узла здания, определяемый из условия работы смесительной установки с гидроэлеватором системы отопления, обычно был достаточен для преодоления сопротивления воздухонагревателей с соответствующей обвязкой. Количественное регулирование осуществлялось при изменении расхода теплоносителя способом дросселирования, при этом на обратном трубопроводе устанавливали двухходовой регулирующий клапан с соответствующей обвязкой и контрольно-измерительными приборами (рисунок 10.1). При эксплуатации в условиях отрицательной температуры наружного воздуха, когда при уменьшении расхода теплоносителя в процессе регулирования скорость движения теплоносителя в трубках может достигать значения менее 0,12 м/с, возникает опасность замерзания воды в трубках. Для предотвращения замерзания предусматривают автоматические устройства защиты: датчики температуры наружного воздуха, настраиваемые на температуру +3°С, и датчик температуры обратной воды, настраиваемый на температуру +10°С. При температурах наружного воздуха ниже +3°С и достижения контрольного значения температуры воды полностью открывается двухходовой регулирующий клапан с целью достижения максимального расхода теплоносителя через теплообменник и предотвращения замерзания.

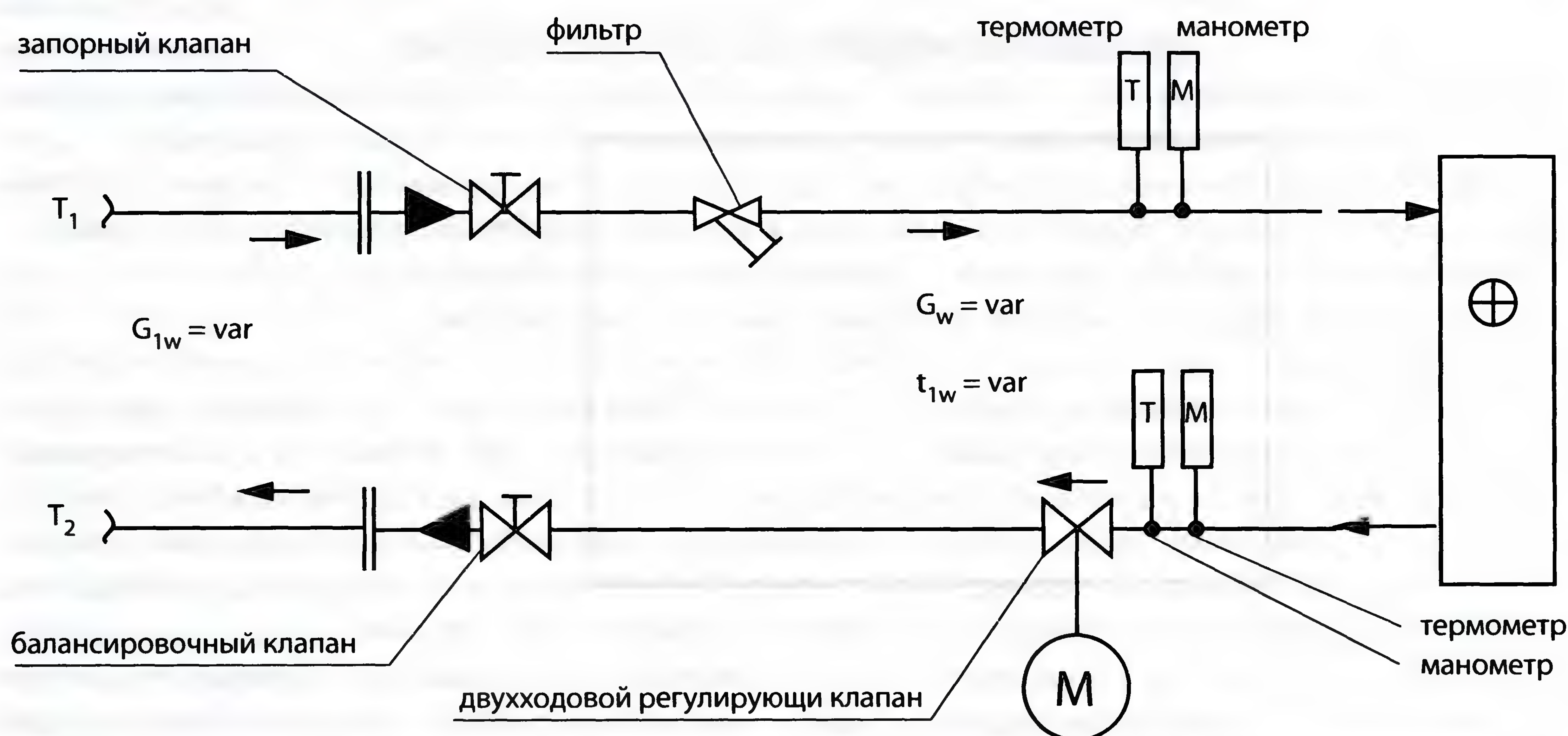


Рисунок 10.1. Зависимая схема теплоснабжения воздухонагревателя первого подогрева с двухходовым регулирующим клапаном

В настоящее время для медно-алюминиевых поверхностных теплообменников первого подогрева применяют схемы зависимого присоединения со смешением с целью обеспечения надежной работы и предотвращения замерзания во всех эксплуатационных режимах. Схема со смешением, реализу-

ющая качественное регулирование количества передаваемой теплоты, обеспечивает циркуляцию теплоносителя практически при постоянном расходе воды и скорости воды в трубках 0,8–1,0 м/с в течение всего времени работы, в том числе при отрицательных температурах наружного воздуха. Для смешения воды используется смесительно-циркуляционный насос.

Возможны три варианта схемы со смешением в зависимости от места установки циркуляционного насоса:

— на перемычке;

— на обратном трубопроводе;

— на подающем трубопроводе.

Выбор места установки насоса определяется температурными условиями тепловой сети, соотношением значений давлений в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети и гидростатического давления, равного давлению, создаваемому столбом воды высотой H, где H — высота самой верхней точки циркуляционного контура потребителя (в м).

Установка насоса на перемычке применяется, если выполняются следующие условия: перепад давления в точке подключения к тепловой сети больше, чем потери давления в контуре потребителя, давления в подающем и обратном трубопроводах больше, чем гидростатическое давление в самой нижней точке контура:

$$P_1 - P_2 \geq \Delta P_{кп},\ P_1 \geq \rho_0 gH \text{ и } P_2 \geq \rho_0 gH, \quad (10.1)$$

где P_1, P_2 — давление в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети в точке подключения теплового узла ввода, Па;

$\Delta P_{кп}$ — потери давления в контуре потребителя, Па;

ρ_0 — плотность охлажденной воды, кг/м^3.

Насос на перемычке подключен параллельно сетевому насосу тепловой сети (рисунок 10.2). Поэтому давление, развиваемое насосом, равно перепаду давления в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети за вычетом потерь давления на двухходовом регулирующем клапане и при необходимости на балансировочном клапане, который устанавливается на обратном трубопроводе тепловой сети, и запорном клапане:

$$P_н = P_1' - P_2' - \Delta P_{рег} - \Delta P_{бкл} - \Delta P_{зкл}, \quad (10.2)$$

где P_1 — давление, развиваемое насосом, Па;

$\Delta P_{рег}$ — потери давления в регулирующем клапане, Па;

$\Delta P_{бкл}$, $\Delta P_{зкл}$ — потери давления соответственно в балансировочном и запорном клапанах на трубопроводах тепловой сети, Па.

С другой стороны давление насоса при установке его на перемычке равно сумме потерь давления в контуре потребителя, включая потери давления в автоматически балансировочном и запорном клапанах контура нагнетателя:

$$P_н = \Delta P_{то} + \Delta P_{тр} + \Delta P_{арм}, \quad (10.3)$$

где $\Delta P_{то}$ — потери давления в поверхностном теплообменнике, Па;

$\Delta P_{тр}$ — потери давления в трубопроводах контура потребителя, Па;

$\Delta P_{арм}$ — потери давления в автоматическом балансировочном (регулятор расхода) и запорном клапанах контура потребителя, Па.

Смесительный насос на перемычке перемещает обратную воду, подмешиваемую к горячей, количество которой обычно меньше расхода воды в контуре потребителя:

$$G_п < G_w, \tag{10.4}$$

где $G_п$ — расход воды через перемычку, кг/час;

G_w — расход воды через поверхностный теплообменник, кг/час.

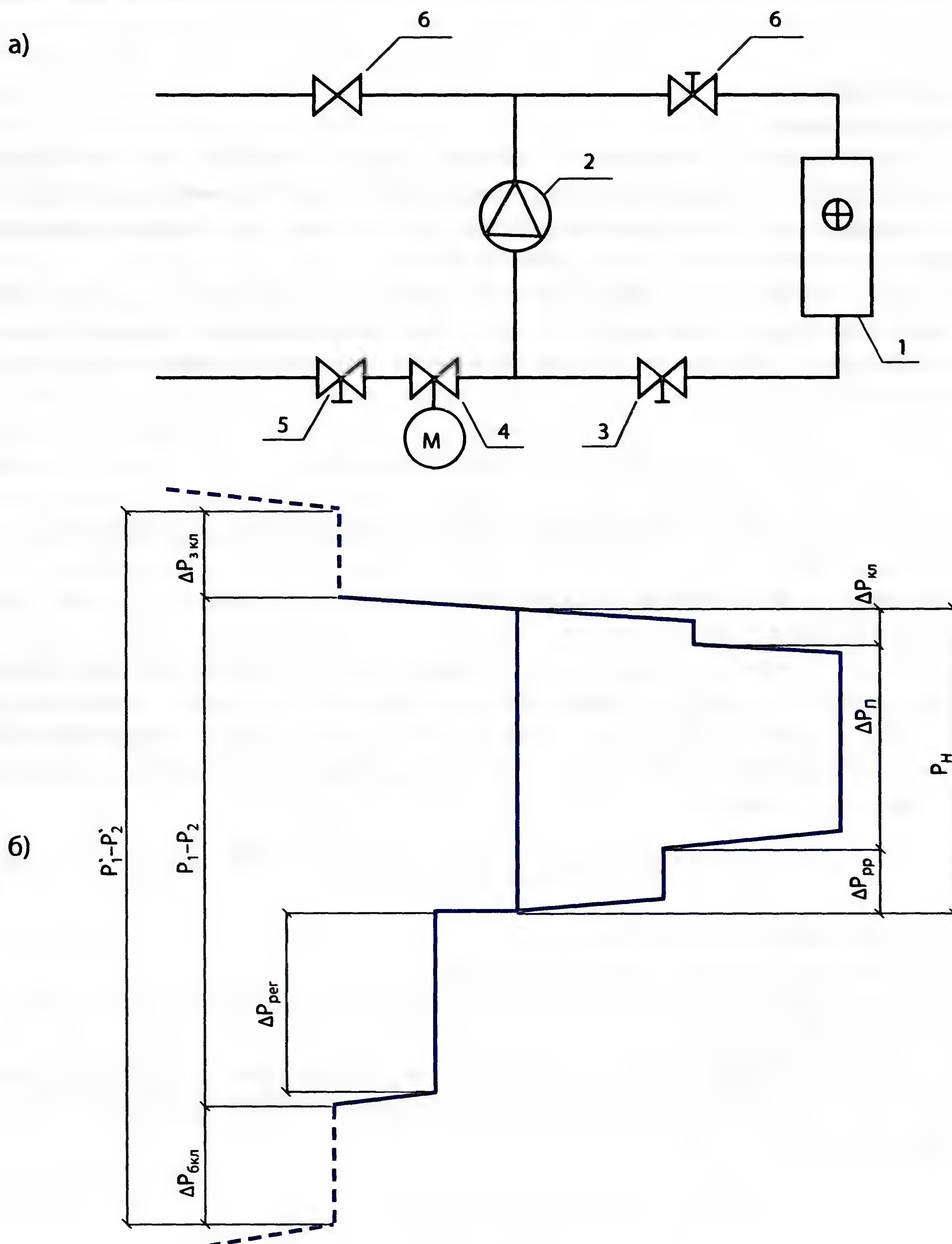


Рисунок 10.2. Зависимое подключение воздухонагревателей с установкой смесительного насоса на перемычке:

а) схема: 1 — теплообменник; 2 — насос; 3 — регулятор расхода; 4 — регулирующий клапан; 5 — балансировочный клапан; 6 — запорный клапан; б) эпюра давлений в циркуляционном контуре: $P_1 - P_2$ ($P_1' - P_2'$) — перепад давлений в тепловой сети; $\Delta P_{6кл}$, $\Delta P_{3кл}$ — потери давления в балансировочном и запорном клапанах; $\Delta P_{рр}$ — потери давления в регуляторе расхода (автоматическом балансировочном клапане); $\Delta P_п$ — потери давления в контуре потребителя теплоты; $P_н$ — давление, развиваемое насосом; $\Delta P_{кл}$ — потери давления в запорном клапане контура потребителя

Насос при установке на перемычке работает в условиях более низкой температуры воды, потребляет меньшую мощность по сравнению с насосами в двух других схемах. Расход воды через перемычку практически не изменяется, расход горячей воды из тепловой сети изменяется в зависимости от требуемого значения температуры горячей воды на входе в поверхностный теплообменник, общий расход воды в контуре потребителя при этом будет изменяться, что нежелательно. Для поддержания постоянства расхода воды в контуре потребителя (перепада давления) применяется автоматический балансировочный клапан, например, фирмы Danfoss ASV-PV Plus, который настраивается на давление в диапазоне от 20 до 40 кПа. Он устанавливается на обратном трубопроводе совместно с запорным клапаном ASV-M или запорно-балансировочным клапаном ASV-I на подающем трубопроводе. Переменный расход воды в контуре потребителя через теплообменник не обеспечивает качество регулирования при установке насоса на перемычке. Установка насоса на перемычке рекомендуется только для воздухонагревателя второго подогрева.

Более гидравлически устойчивы схемы, в которых циркуляционный насос тепловой сети и смесительный насос потребителя соединены последовательно. В этом случае насос устанавливают на обратном (рисунок 10.3) или подающем трубопроводах контура потребителя и, помимо смешения, он обеспечивает необходимую циркуляцию воды в контуре потребителя. Расход воды, перемещаемой насосом, равен расходу воды в контуре потребителя и остается неизменным в процессе регулирования.

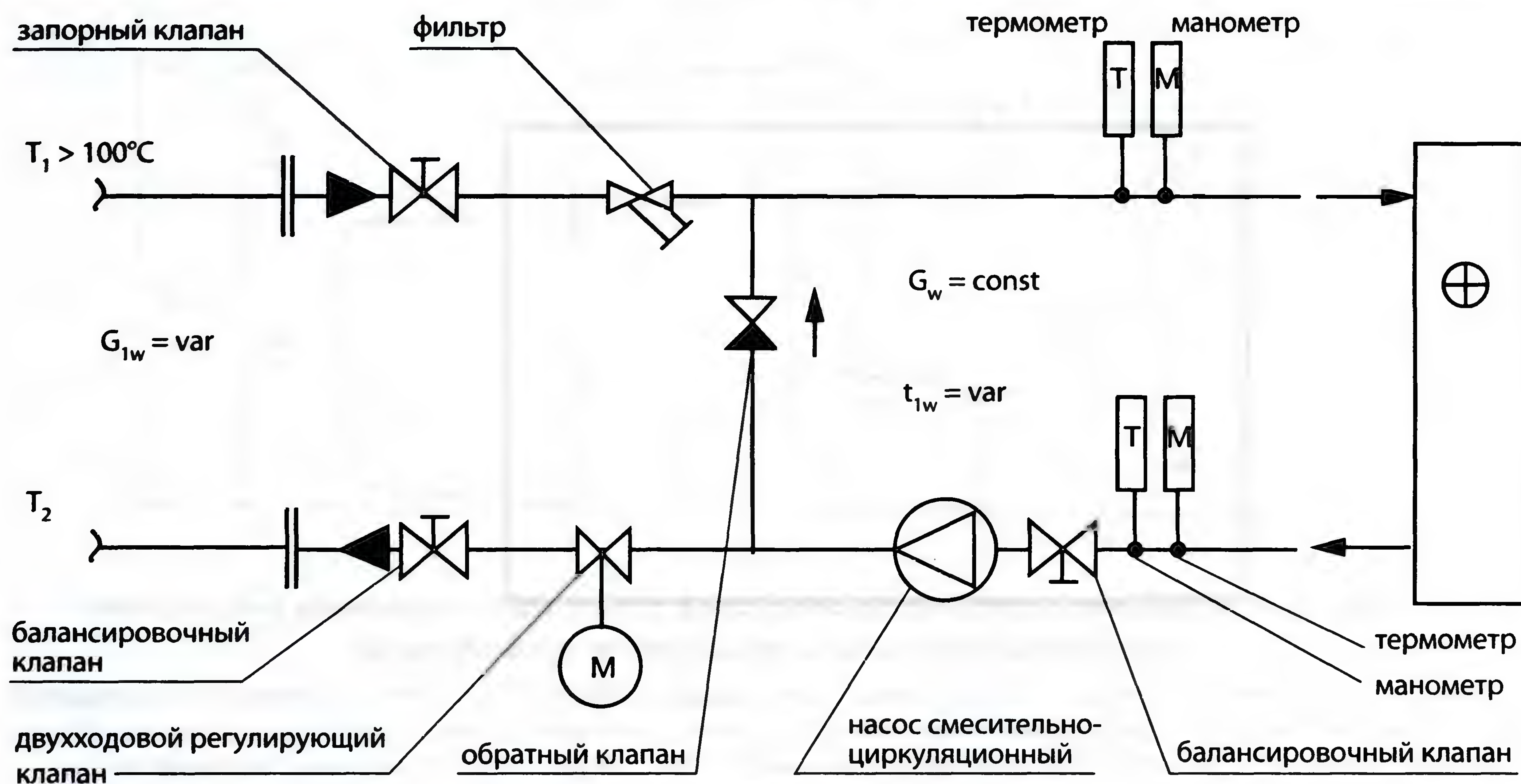


Рисунок 10.3. Схема теплоснабжения воздухонагревателя первого подогрева со смесительно-циркуляционным насосом и двухходовым регулирующим клапаном

Классическое условие установки насоса на обратном трубопроводе состоит в следующем: перепад давления в точке подключения к тепловой сети меньше, чем потери давления в контуре потребителя, давление в подающем и обратном трубопроводах больше, чем гидростатическое давление в самой нижней точке контура. Это условие может быть выражено следующим соотношением:

$$P_1 - P_2 \prec \Delta P_{кп},\ P_1 \geq \rho_0 gH \text{ и } P_2 \geq \rho g_0 H. \qquad (10.5)$$

Изменение циркуляционного давления в контуре потребителя при установке насоса на обратном трубопроводе показано на рисунке 10.4. Давление, создаваемое насосом, определяется как сумма

потерь давления в контуре потребителя (трубопроводы, теплообменник, балансировочный клапан, запорная арматура) и потерь давления на перемычке:

$$P_н = \Delta P_{то} + \Delta P_{тр} + \Delta P_{арм} + \Delta P_{пер}, \qquad (10.6)$$

где $\Delta P_{пер}$ — потери давления на перемычке, Па.

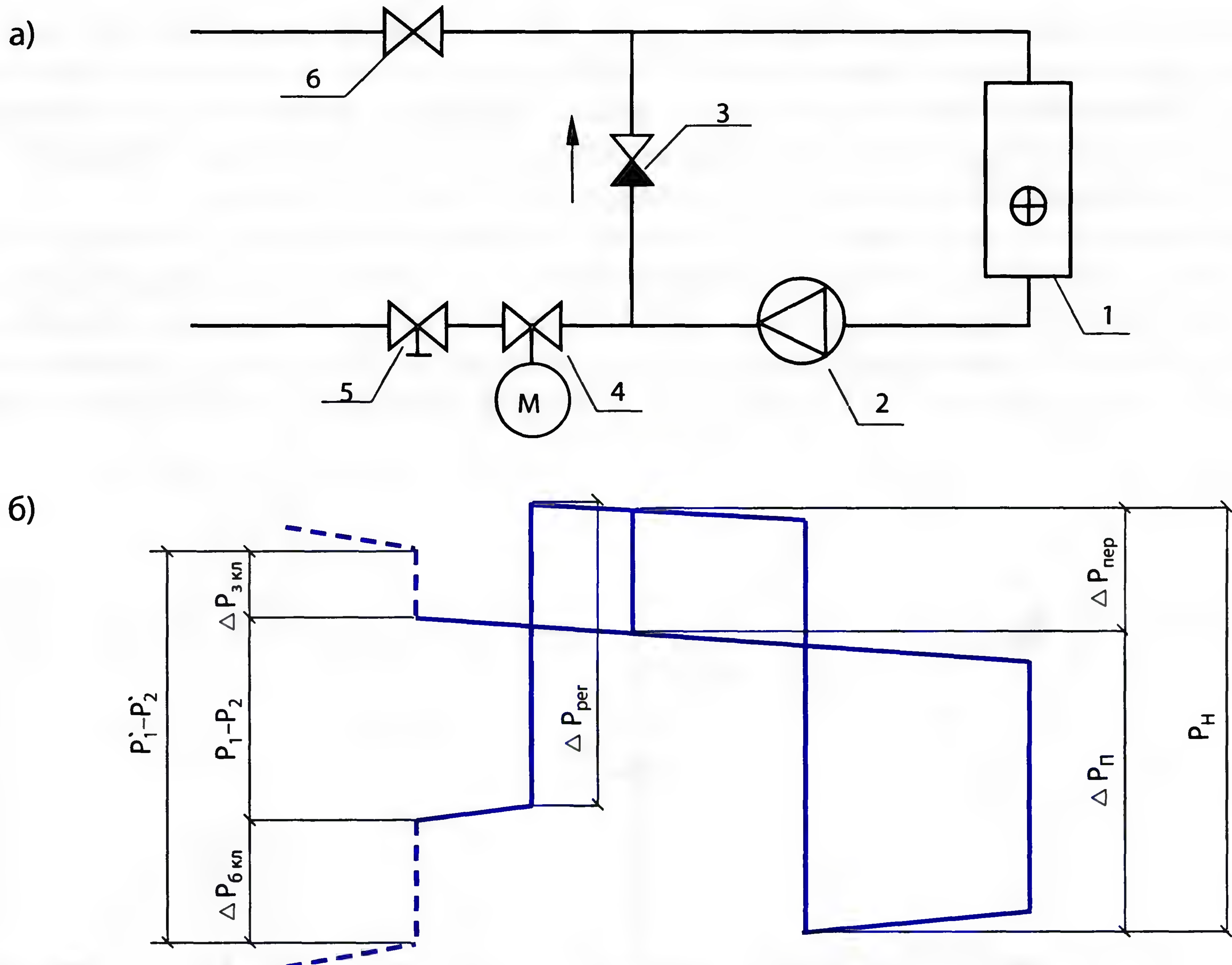


Рисунок 10.4. Зависимое подключение воздухонагревателей с установкой смесительно-циркуляционного насоса на обратном трубопроводе:

а) схема: 1 — воздухонагреватель; 2 — смесительно-циркуляционный насос; 3 — обратный клапан; 4 — двухходовой регулирующий клапан; 5 — балансировочный клапан; 6 — запорный клапан; б) эпюра давлений в циркуляционном контуре: $P_1 - P_2$ ($P_1' - P_2'$) — перепад давлений в тепловой сети; $\Delta P_{6кл}$, $\Delta P_{3кл}$ — потери давления в балансировочном и запорном клапанах; $\Delta P_{рег}$ — потери давления в регулирующем клапане; $\Delta P_п$ — потери давления в контуре потребителя теплоты; $P_н$ — давление, развиваемое насосом

Насос устанавливают на подающем трубопроводе, если перепад давления в точке подключения к тепловой сети меньше, чем потери давления в контуре потребителя, давление в подающем и обратном трубопроводах меньше, чем гидростатическое давление в самой нижней точке контура:

$$P_1 - P_2 \prec \Delta P_{кп}, \; P_1 \prec \rho_0 g H \text{ и } P_2 \prec \rho_0 g H. \qquad (10.7)$$

Так как давление в обратной магистрали тепловой сети меньше гидростатического давления в контуре потребителя, то необходимо поддерживать давление в обратном трубопроводе потребителя не ниже гидростатического давления, для чего устанавливают регулятор давления прямого действия «до себя». Изменение циркуляционного давления в контуре потребителя при установке

насоса на подающем трубопроводе показано на рисунке 10.5. Расход воды, перемещаемой насосом, равен расходу воды в контуре потребителя. Давление, создаваемое насосом, определяется как сумма потерь давления в контуре потребителя, потерь давления на перемычке и потерь давления в регуляторе давления «до себя»:

$$P_н = \Delta P_{то} + \Delta P_{тр} + \Delta P_{арм} + \Delta P_{пер} + \Delta P_{рд}, \qquad (10.8)$$

где $\Delta P_{рд}$ — потери давления в регуляторе давления «до себя», Па.

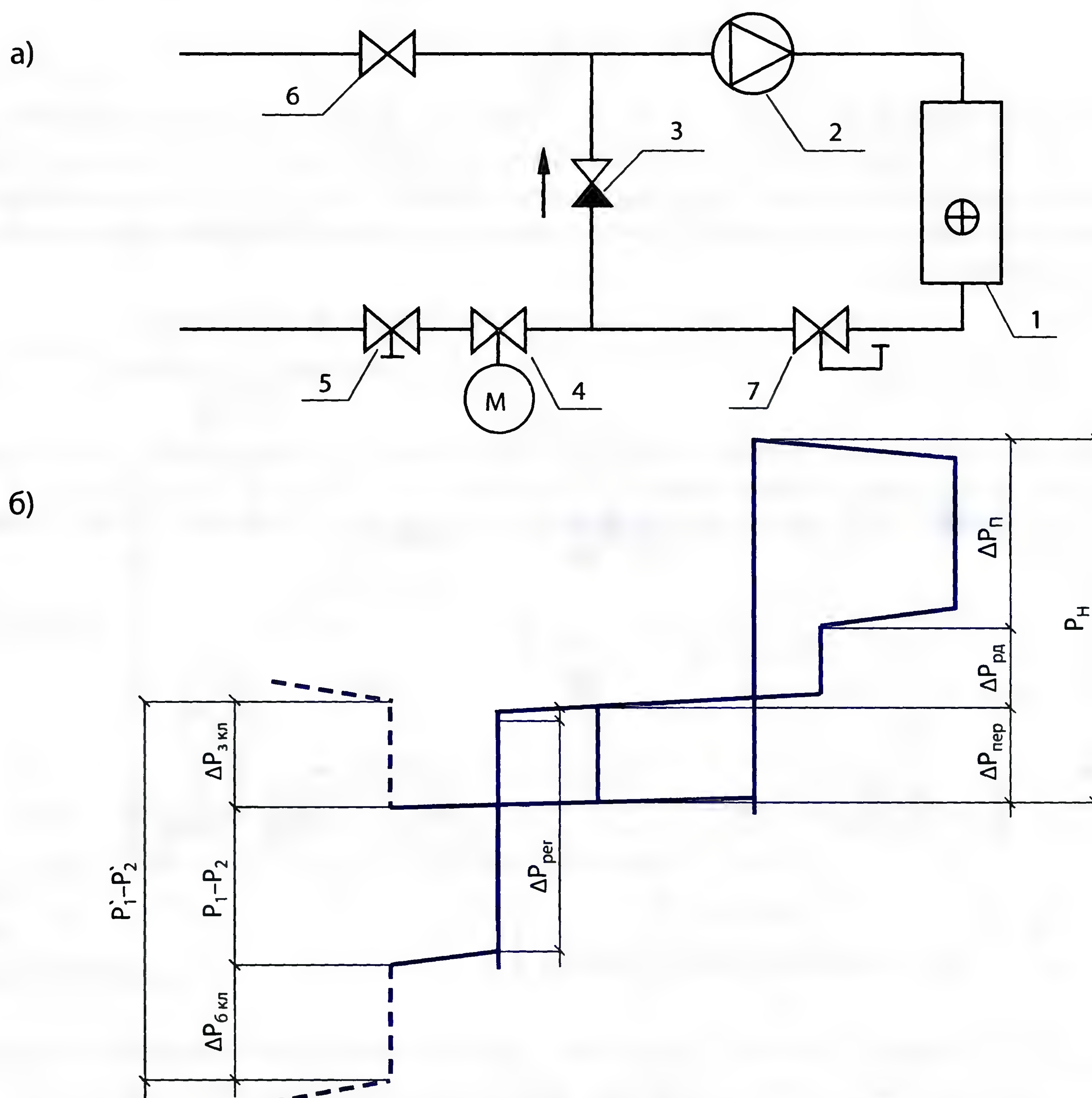


Рисунок 10.5. Зависимое подключение воздухонагревателей с установкой смесительно-циркуляционного насоса на подающем трубопроводе:

а) схема: 1 — воздухонагреватель; 2 — смесительно-циркуляционный насос; 3 — обратный клапан; 4 — регулирующий клапан; 5 — балансировочный клапан; 6 — запорный клапан; 7 — регулятор давления «до себя»; б) эпюра давлений в циркуляционном контуре: $P_1 - P_2$ ($P_1' - P_2'$) — перепад давлений в тепловой сети; $\Delta P_{6кл}$, $\Delta P_{3кл}$ — потери давления в балансировочном и запорном клапанах; $\Delta P_{рег}$ — потери давления в регулирующем клапане; $\Delta P_п$ — потери давления в потребителе теплоты; ΔPрд — потери давления в регуляторе давления «до себя»; $\Delta P_{пер}$ — потери давления в перемычке

Потребляемая мощность насосом на подающем трубопроводе самая высокая. Часто насос на обратном или подающем трубопроводах устанавливают, если $P_1 - P_2 \geq \Delta P_{кл}$, избыток давления в этом случае гасят балансировочным и запорным клапанами (пунктирные линии на рисунках 10.4 и 10.5).

Потери давления в элементах контуров связаны соотношением:

$$P_1' - P_2' = \Delta P_{рег} + \Delta P_{бкл} - \Delta P_{пер} + \Delta P_{зк}, \quad (10.9)$$

что наглядно иллюстрируют рисунки 10.4 и 10.5

Потери давления в двухходовом регулирующем клапане для устойчивого регулирования (см. Главу 11) должны быть не менее половины от потерь давления на регулируемом участке, а следовательно, не менее половины перепада давления в точках подключения потребителя к тепловой сети:

$$\Delta P_{рег} \geq 0{,}5\,(P_1' - P_2'). \quad (10.10)$$

При низком значении перепада давлений в тепловой сети устанавливают трехходовой регулирующий смесительный (в подающем трубопроводе) или разделительный (в обратном трубопроводе) клапан со смесительно-циркуляционным насосом на подающем или обратном трубопроводе (рисунок 10.6). Место установки насоса определяется теми же условиями и зависит также от температурных условий работы насоса.

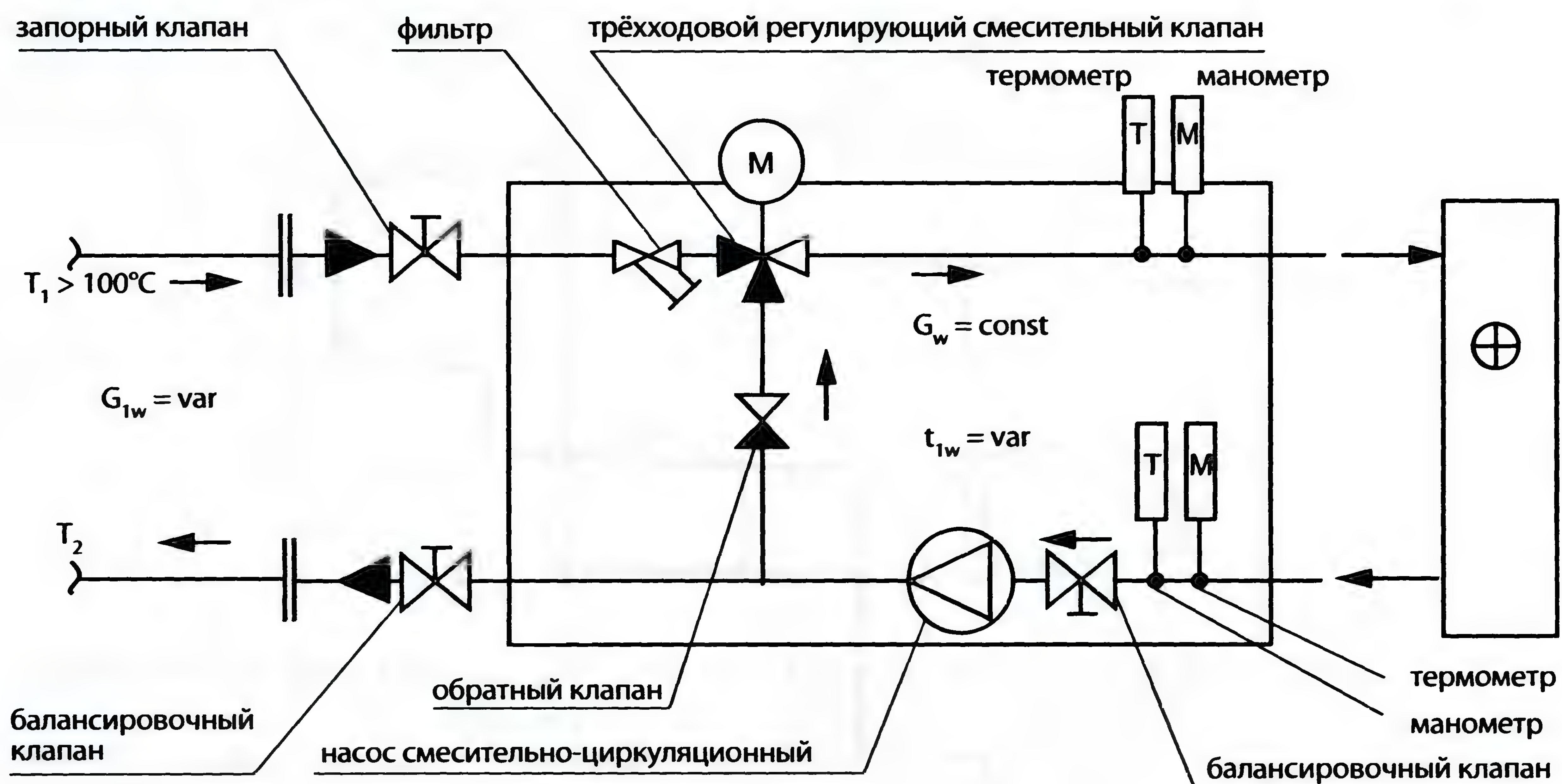


Рисунок 10.6. Зависимая схема теплоснабжения воздухонагревателя первого подогрева со смесительно-циркуляционным насосом (присоединение к тепловой сети)

Особенностью схем при подключении к тепловой сети является то, что отсутствует требование о постоянном расходе воды, поступающей из тепловой сети, в процессе работы он может изменяться. При теплоснабжении от индивидуального источника теплоты (крышной котельной или индивидуального теплогенератора) существует требование обеспечения постоянного расхода воды в контуре источника теплоты, что необходимо по условиям безопасной работы. В этом случае могут применяться те же схемы, что и при зависимом присоединении, но с байпасной линией. Байпас устраивается между подающим и обратным трубопроводами источника теплоты. При этом байпас обеспечивает перераспределение потоков горячей воды к контуру потребителя и через обводную линию при переменном расходе горячей воды, поступающей на смешение в контуре потребителя, при этом в контуре источника теплоты расход остается неизменным (рисунок 10.7).

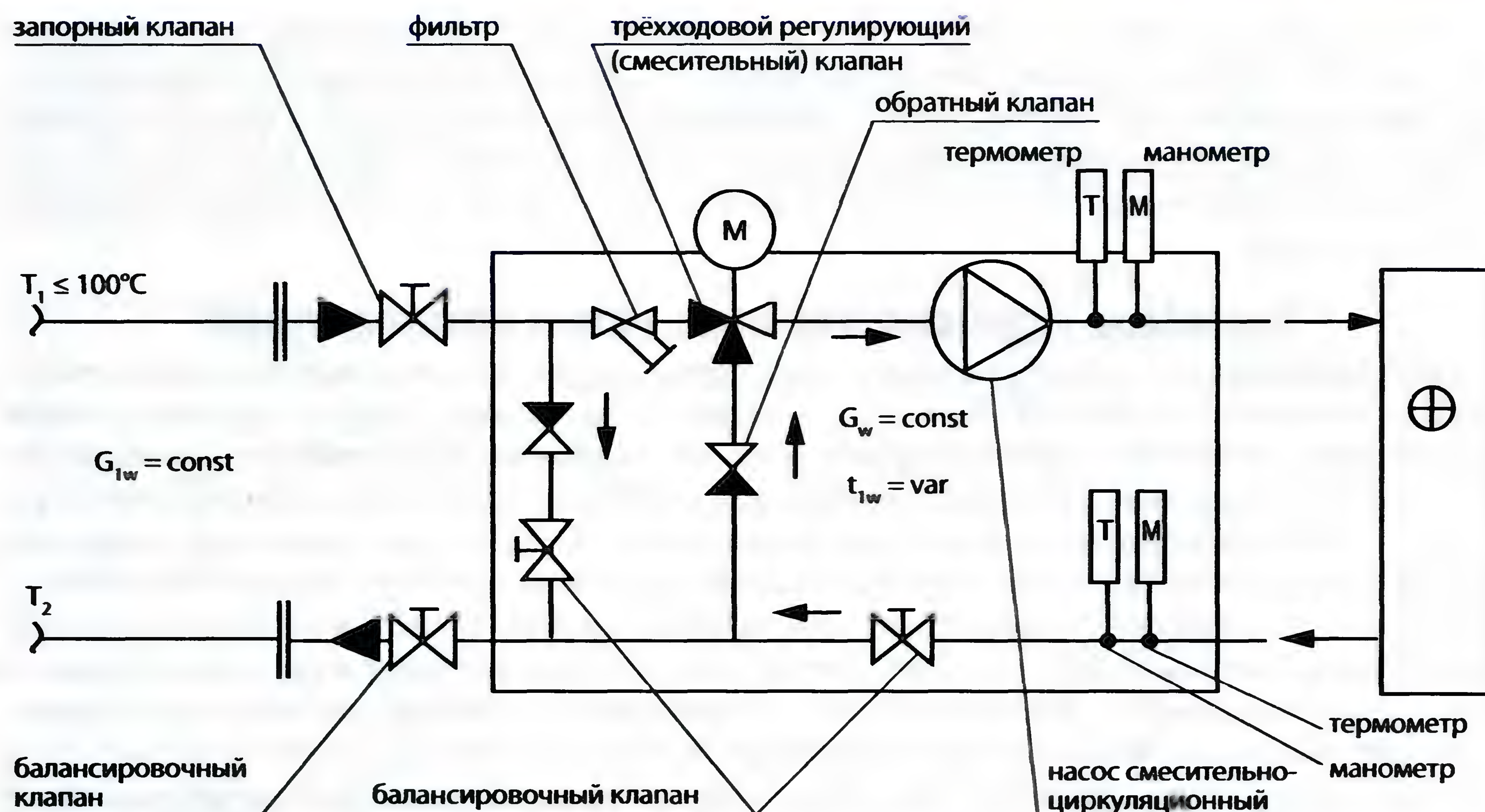


Рисунок 10.7. Зависимая схема теплоснабжения воздухонагревателя первого подогрева со смесительно-циркуляционным насосом и байпасной линией (присоединение к индивидуальному источнику теплоты)

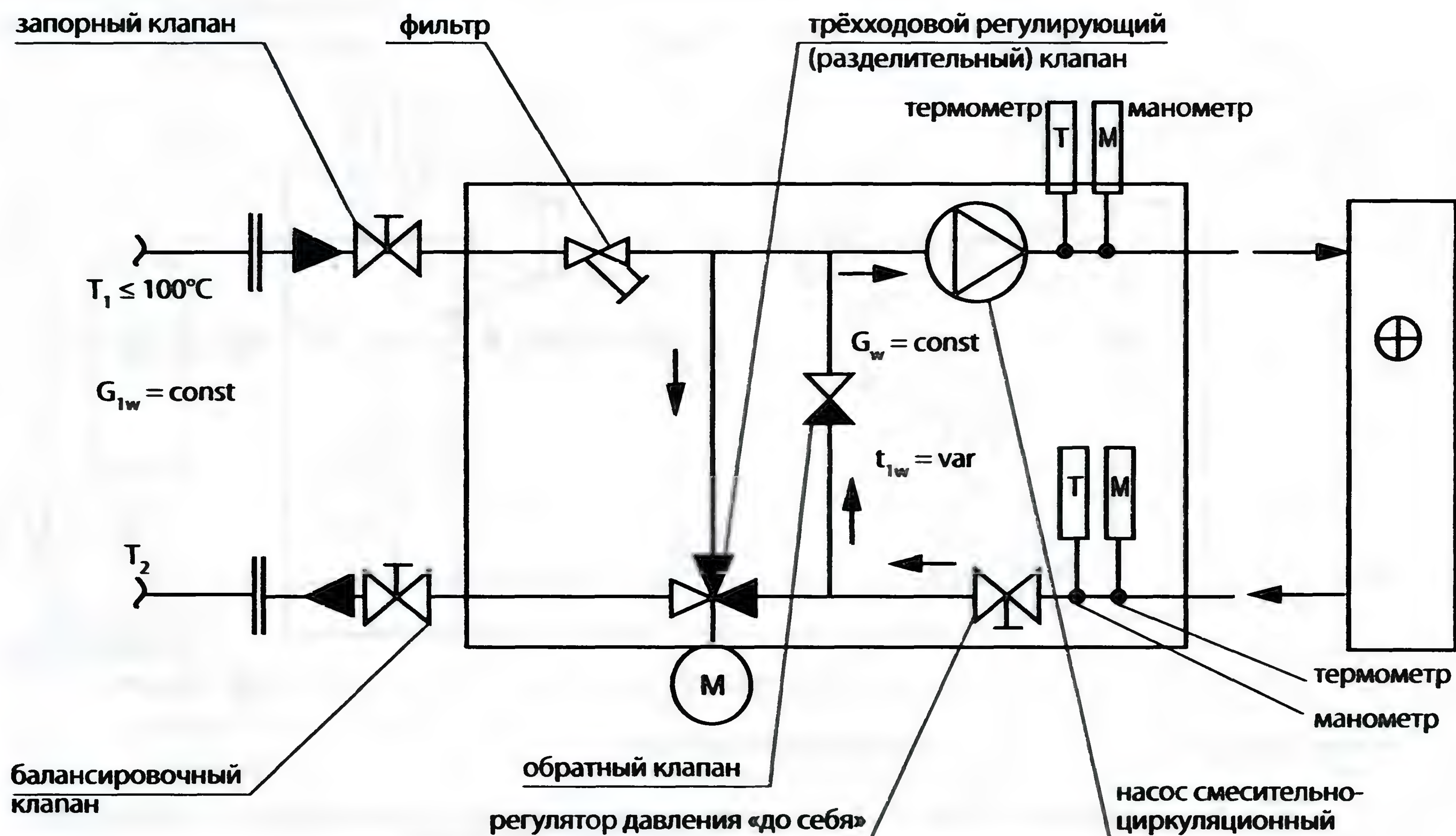


Рисунок 10.8. Зависимая схема теплоснабжения воздухонагревателя первого подогрева со смесительно-циркуляционным насосом и трехходовым разделительным клапаном (присоединение к индивидуальному источнику теплоты)

Байпас может устраиваться между подающим и обратным трубопроводом контура потребителя (рисунок 10.8). В этом случае в схеме предусматривают трехходовой регулирующий разделительный клапан, перераспределяющий потоки горячей воды на смешение и через обводную линию. Схема на рисунке 10.7 применяется, когда в контуре источника теплоты циркуляционный насос создает относительно высокое давление, схема на рисунке 10.8 — когда давление в контуре источника теплоты невелико.

Теплоснабжение воздухонагревателей второго, местного и зонального подогрева

Потребление теплоты воздухонагревателями второго, местного и зонального подогрева практически не зависит от температуры наружного воздуха, т. е. не связано с графиком работы тепловой сети. Воздухонагреватели второго подогрева работают на горячей воде постоянной температуры (обычно 70°С), подаваемой по графику горячего водоснабжения, температура обратной воды не регулируется и при максимальной нагрузке назначается 40–50°С, поэтому регулирование количества передаваемой теплоты осуществляется путем изменения расхода воды через воздухонагреватель.

Схема теплоснабжения ВН может быть независимой с промежуточным водоводяным пластинчатым теплообменником (рисунок 10.9). В этой схеме постоянная температура горячей воды на входе в воздухонагреватель обеспечивается с помощью датчика температуры воды и двухходового регулирующего клапана на обратном трубопроводе источника теплоты, устанавливаемого после промежуточного теплообменника. Расход воды через воздухонагреватель изменяется по сигналу датчика температуры воздуха в помещении или в канале удаляемого воздуха с помощью двухходового регулирующего клапана, устанавливаемого на трубопроводе после воздухонагревателя. Для сохранения постоянного расхода вторичной воды через теплообменник при закрытии двухходового регулирующего клапана предусмотрен байпас и балансировочные клапаны.

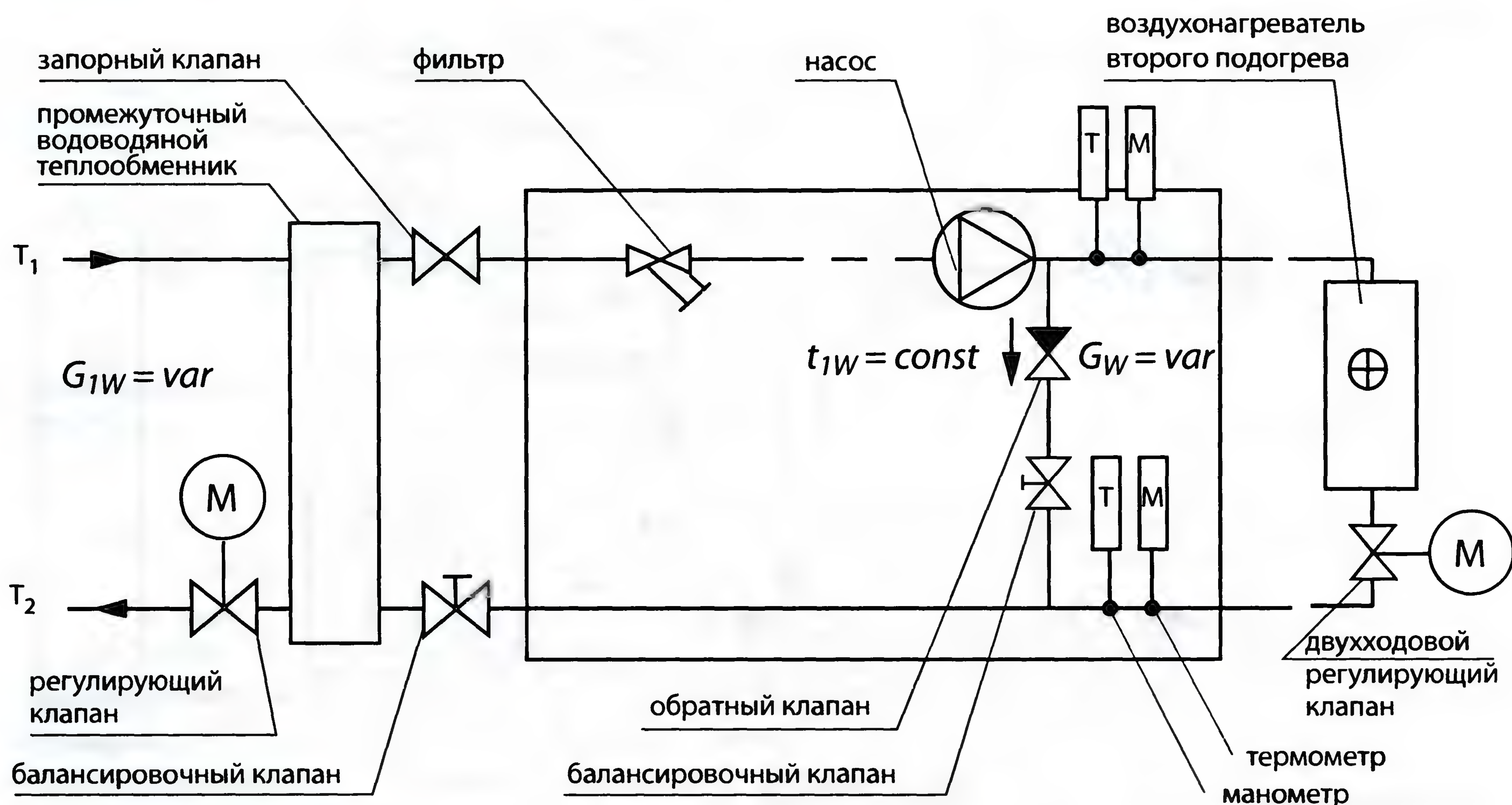


Рисунок 10.9. Независимая схема теплоснабжения воздухонагревателей второго подогрева с промежуточным водоводяным теплообменником

В зависимой схеме со смешением постоянная температура горячей воды на входе в воздухонагреватель обеспечивается с помощью датчика температуры воды и двухходового регулирующего

клапана на обратном трубопроводе тепловой сети (рисунок 10.10) или трехходового смесительного регулирующего клапана. Расход воды через воздухонагреватель изменяется по сигналу датчика температуры воздуха в помещении или в канале удаляемого воздуха с помощью трехходового разделительного регулирующего клапана, перераспределяющего потоки воды через воздухонагреватель и обводную линию.

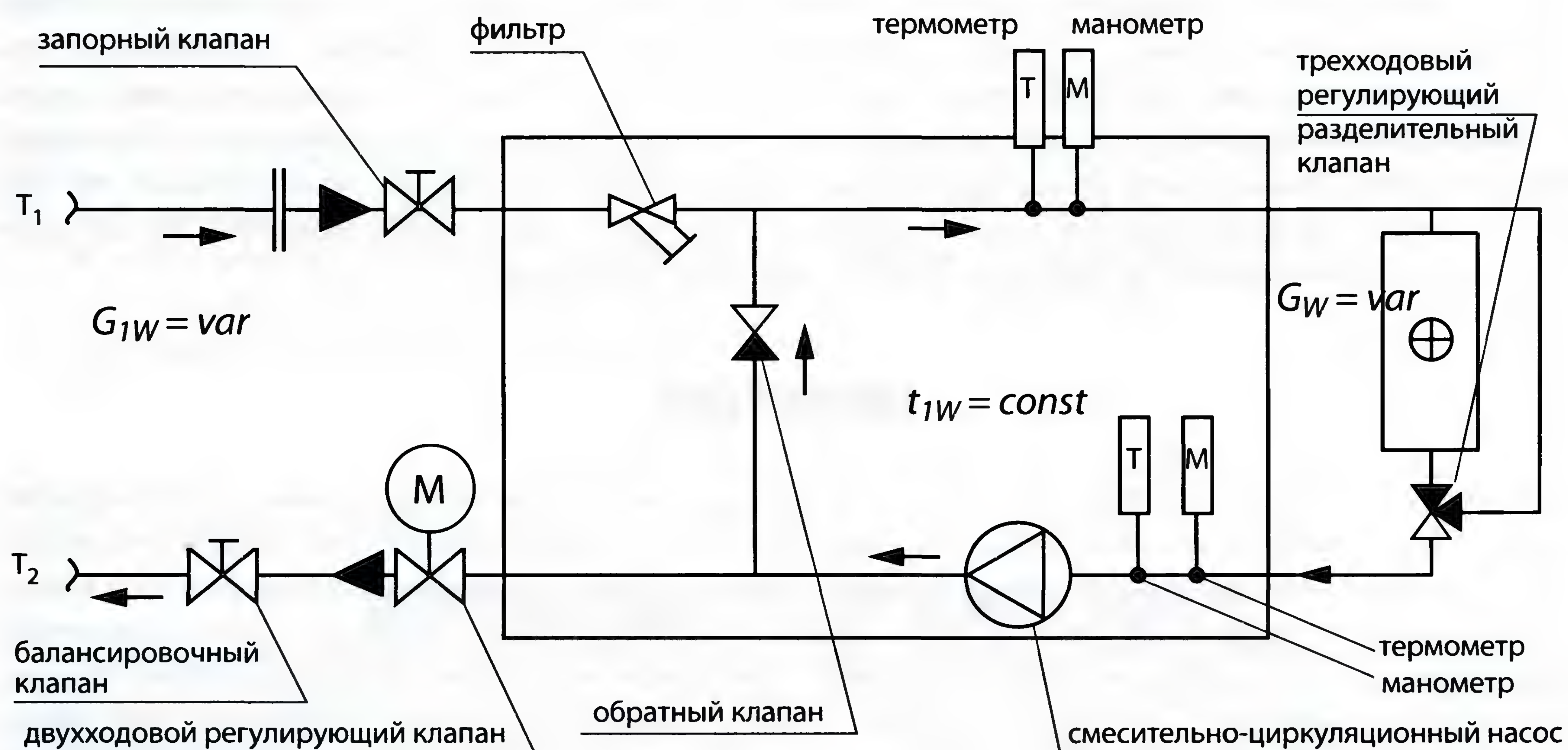


Рисунок 10.10. Зависимая схема теплоснабжения воздухонагревателя второго подогрева со смешением

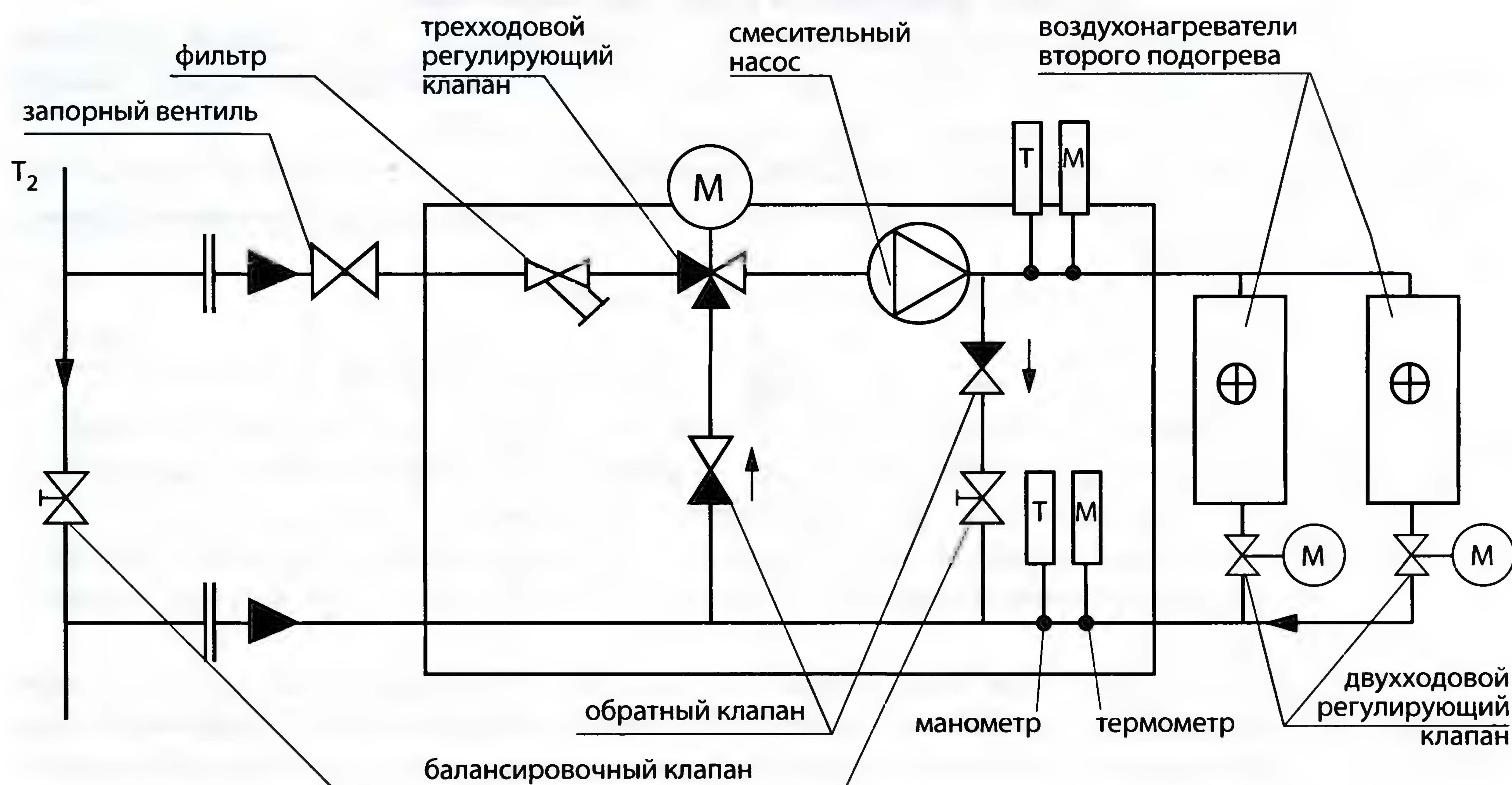


Рисунок 10.11. Зависимая схема теплоснабжения воздухонагревателей второго подогрева со смешением и присоединением только к обратному трубопроводу тепловой сети

Смесительная установка с насосом может присоединяться только к обратному трубопроводу тепловой сети (рисунок 10.11). Вода из обратного трубопровода тепловой сети при необходимости изменения ее температуры для достижения заданного значения смешивается с охлажденной водой после воздухонагревателя с помощью трехходового регулирующего клапана и насосом подается в воздухонагреватель. Регулирование количества передаваемой теплоты осуществляется путем изменения расхода воды с помощью двухходового регулирующего клапана, установленного на трубопроводе после воздухонагревателя. Байпасная линия предусмотрена для перепуска горячей воды при частичном или полном закрытии двухходовых регулирующих клапанов. Охлажденная вода после теплообменника частично поступает на смешение, частично возвращается в обратный трубопровод тепловой сети. Данная схема более экономична по сравнению с первой и второй схемами, так как снижается расход теплоносителя в тепловой сети. Но в этой схеме площадь поверхности теплообмена воздухонагревателей значительно больше, чем в других схемах.

Холодоснабжение

Источником холода в центральных системах кондиционирования воздуха является холодильная машина. В зависимости от типа блока охлаждения воздуха в центральном кондиционере это может быть водоохлаждающая парокомпрессионная холодильная машина, называемая чиллером, или воздухоохлаждающая холодильная машина. В последнем случае обрабатываемый воздух непосредственно охлаждается в испарителе холодильной машины (фреоновом воздухоохладителе), который объединен контуром хладоагента с компрессорно-конденсаторным блоком. В качестве холодильного агента при холодоснабжении систем кондиционирования воздуха жилых и гражданских зданий используют только хладоны, причем хладоагенты R407C и R134a практически заменили хладоагент R 22.

Показатели эффективности работы холодильных машин

При сравнении холодильных машин используются коэффициенты, оценивающие эффективность их работы: степень энергетической эффективности холодильного цикла и эффективность использования электрической энергии для выработки холода и теплоты.

Степень **энергетической эффективности холодильного цикла** (COP coefficient of performance), называемая в отечественной практике теоретическим холодильным коэффициентом цикла (Карно), определяется по формуле:

$$\varepsilon_{xт} = \frac{g_x}{l}, \tag{10.11}$$

где g_x — удельная теоретическая холодопроизводительность, определяемая как разность энтальпий насыщенного хладоагента при температуре испарения (давлении всасывания паров в компрессор) и энтальпии жидкого хладоагента на входе в испаритель, кДж/кг;

l — удельная теоретическая работа сжатия в компрессоре, определяемая как разность энтальпий сжатых паров хладоагента на выходе из компрессора и перегретого пара на входе в компрессор, кДж/кг.

Значение СОР или ε_{xm} реального цикла холодильной машины будет меньше за счет неизбежных потерь мощности и уменьшения действительной холодопроизводительности по сравнению с теоретической. Этот показатель может быть определен с использованием технических характеристик холодильной машины (чиллера), как отношение действительной холодопроизводительности к мощности, потребляемой компрессором.

В зарубежной практике для оценки **эффективности использования электрической энергии при выработке холода или теплоты** используется показатель EER, равный отношению количества

вырабатываемой агрегатом теплоты или холода к суммарной мощности электроэнергии, потребляемой компрессорами, вентиляторами и насосами. В отечественной практике этот показатель называется действительным холодильным или тепловым коэффициентом агрегата. Действительный холодильный коэффициент реальной холодильной машины определяется как отношение ее действительной холодопроизводительности к потребляемой электрической мощности холодильным агрегатом:

$$\varepsilon_x = \frac{Q_x}{N_э + N_в + N_н}, \tag{10.12}$$

где Q_x — действительная холодопроизводительность холодильного агрегата, кВт;

$N_э$ — мощность, потребляемая компрессором холодильного агрегата, кВт;

$N_в$ — мощность, потребляемая вентиляторами холодильного агрегата, кВт;

$N_н$ — мощность, потребляемая насосами холодильного агрегата, кВт.

Действительный тепловой коэффициент теплового насоса:

$$\varepsilon_т = \frac{Q_к}{N_э + N_в + N_н}, \tag{10.13}$$

где $Q_к$ — количество теплоты, отводимое в конденсаторе, кВт.

Холодоснабжение водяных поверхностных воздухоохладителей

Водяные поверхностные воздухоохладители снабжаются водой, охлаждаемой в холодильной машине. Схема холодоснабжения может быть независимая или зависимая. При независимой схеме с промежуточным теплообменником регулирование холодопроизводительности поверхностных теплообменников осуществляется путем изменения расхода холодной воды, проходящей через теплообменник. Это может быть реализовано с использованием двухходового регулирующего клапана на трубопроводе после воздухоохладителя (схема аналогична схеме для воздухонагревателя второго подогрева на рисунке 10.9) или трехходового разделительного регулирующего клапана, перераспределяющего потоки воды через воздухоохладитель и обводную линию.

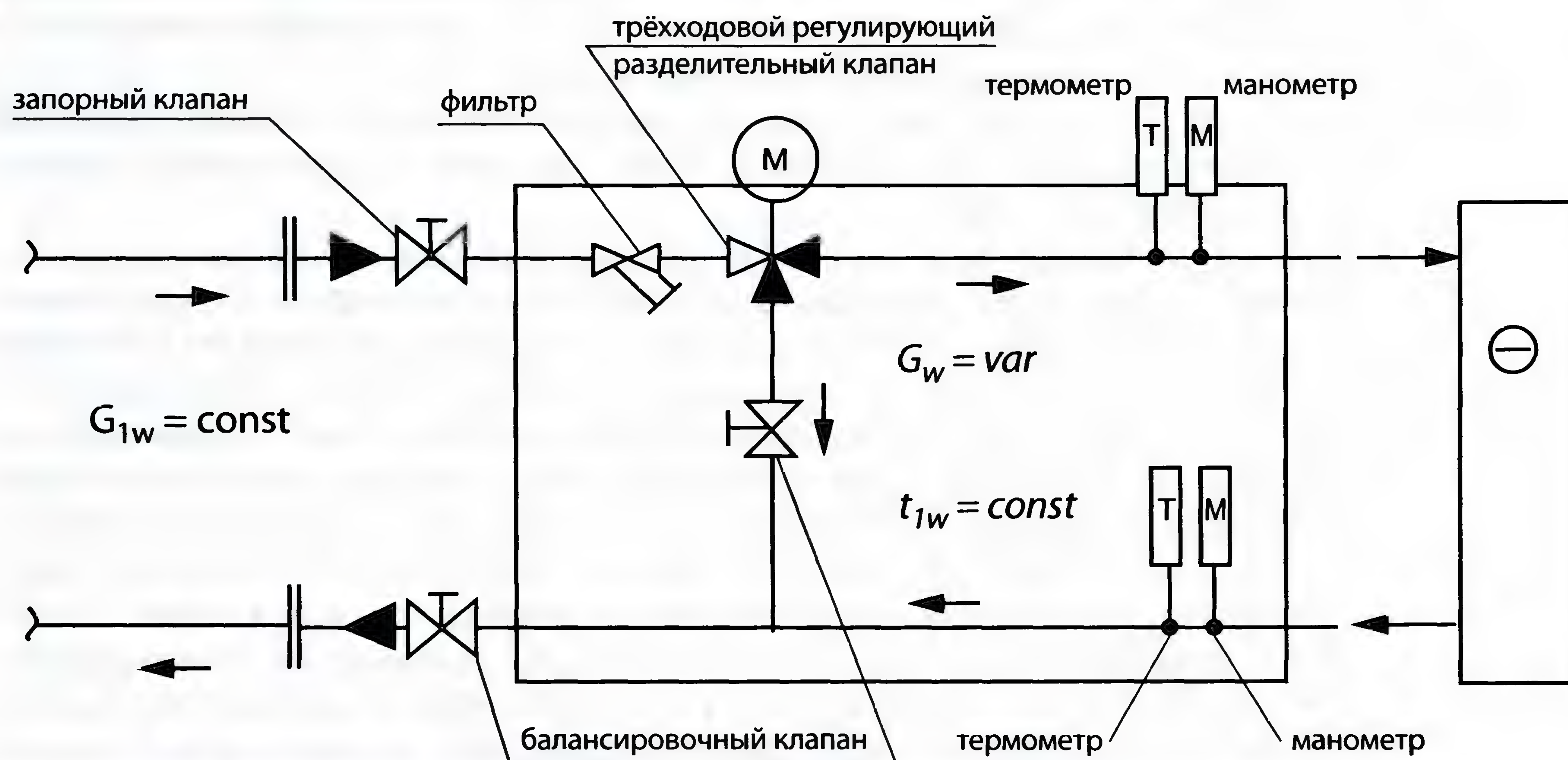


Рисунок 10.12. Зависимая схема теплоснабжения воздухоохладителя с трехходовым разделительным регулирующим клапаном

При зависимом присоединении устанавливают трехходовой регулирующий разделительный клапан на трубопроводе холодной воды водяного поверхностного воздухоохладителя (рисунок 10.12), в процессе регулирования расход холодной воды через теплообменник изменяется путем перераспределения потоков воды через теплообменник и байпас трехходовым клапаном. Общий расход воды в гидравлическом контуре чиллера остается неизменным для обеспечения его надежной работы.



Трехходовой регулирующий разделительный клапан с электроприводом

Водоохлаждающие холодильные машины

Типология чиллеров CLIVET

Типы чиллеров определяются способом охлаждения конденсатора, типом компрессора, режимом работы (только охлаждение или охлаждение и нагревание), способом комплектации: моноблочного типа или с выносным конденсатором, со встроенным гидромодулем или без него.

Один из ведущих Европейских производителей оборудования для систем кондиционирования воздуха, в том числе и холодильного оборудования, CLIVET выпускает чиллеры и компрессорно-конденсаторные блоки различных типов.

CLIVET постоянно модернизирует выпускаемое оборудование на основе новейших технологических и конструкторских разработок. Чиллеры CLIVET имеют в своем составе комплектующие с наилучшими техническими характеристиками. Номенклатурный ряд выпускаемых чиллеров в последние годы значительно обновился за счет широкого применения новых более эффективных типов компрессоров: спиральных, одновинтовых и двухвинтовых, которые в диапазоне малых, средних и больших производительностей практически вытеснили поршневые компрессоры. Расширился ряд чиллеров со встроенным гидравлическим модулем, что позволило отказаться от применения насосных станций. Чаще используются в качестве испарителей пластинчатые и поверхностные теплообменники, что дало возможность уменьшить габариты агрегатов и их вес. CLIVET практически перешел на выпуск чиллеров, в которых используются экологически безопасные фреоны R407C и R134a. Необходимость экономии энергии на обеспечение микроклимата в зданиях обусловила выпуск новых чиллеров серии ELFO ENERGY и серии SPIN, в которых реализован целый комплекс энергосберегающих мероприятий. Это — электронное управление работой чиллера, ступенчатое регулирование холодопроизводительности чиллера в зависимости от нагрузки на СКВ,

использование одного холодильного контура с двумя или тремя компрессорами, электронное регулирование скорости вращения вентилятора конденсатора с технологией электронной коммутации мотора (ECM), использование потенциала наружного климата в холодное и переходное время года для выработки холода.

Типология (классификация) чиллеров, выпускаемых CLIVET в настоящее время, представлена на рисунке 10.13. В зависимости от способа охлаждения конденсатора чиллеры разделяются на чиллеры с воздушным охлаждением конденсатора и чиллеры с водяным охлаждением конденсатора. Наибольшее применение находят чиллеры с воздушным охлаждением конденсатора, когда теплота от конденсатора отводится воздухом, чаще наружным. Это способ отвода теплоты требует установки чиллера снаружи здания или применения специальных мероприятий, обеспечивающих такой способ охлаждения. Чиллеры с воздушным охлаждением конденсатора выпускаются в моноблочном исполнении, когда все элементы чиллера находятся в одном блоке, и чиллеры с выносным конденсатором, когда основной блок может устанавливаться в помещении, а конденсатор, охлаждаемый наружным воздухом, размещается вне здания, например на крыше или во дворе. Основной блок соединяется с воздушным конденсатором, установленным снаружи здания, медными фреонопроводами.

В зависимости от производительности чиллеры комплектуются тремя типами компрессоров: спиральными компрессорами малой и средней производительности, одновинтовыми и двухвинтовыми компрессорами для большой производительности, герметичными поршневыми компрессорами для малой производительности и полугерметичными поршневыми компрессорами для средней производительности. Спиральные и винтовые компрессоры как более эффективные в определенном диапазоне производительности по сравнению с поршневыми заменяют постепенно последние.

Маркировка чиллера обычно отражает тип установленного компрессора, за исключением чиллеров со спиральными компрессорами. Чиллеры с поршневыми компрессорами однозначно обозначаются как WRAT, WRAN, WRA, WRH, ME (первая буква R от слов reciprocating engine — поршневой). Чиллеры с одновинтовыми компрессорами обозначаются как WSAT, WSAN, MSE, WSH (первая буква S от слова screw — «винтовой»), с двухвинтовыми компрессорами — как WDAT. Маркировка чиллера со спиральными компрессорами может быть различной — WSAT, WSAN, ME, WRH, WRA, WRN. Маркировка чиллеров, в которых используется в качестве хладоагента R22, с цифрой 1 (например, WRAT-1), R407 — с цифрой 2 (например, WSAT-2), R134a — с цифрой 3 (например, WSAT-3).

Чиллеры CLIVET могут работать только в режиме холодильной машины, обозначаются как WRAT, WSAT, WRA, WRH, ME, MSE или работать в двух режимах: холодильной машины и теплового насоса, обозначаются как WSAN, WRAN, WRN, WRH-H. В чиллерах с воздушным охлаждением конденсатора, которые работают в режиме теплового насоса, предусмотрено реверсирование холодильного цикла, в чиллерах с водяным охлаждением предусмотрено реверсирование по водяному контуру.

Чиллеры в моноблочном исполнении выпускаются с осевыми вентиляторами и с центробежными вентиляторами. Чиллеры с осевыми вентиляторами имеют маркировку WRAT, WRAN, WSAT, WSAN, WDAT. Осевые вентиляторы не могут работать на вентиляционную сеть, поэтому чиллеры с осевыми вентиляторами должны устанавливаться только снаружи здания, при этом ничто не должно мешать поступлению воздуха в конденсатор и выбросу его вентиляторами. Чиллеры с осевыми вентиляторами могут изготавливаться в различных вариантах исполнения: A — стандартный, R — с полной регенерацией теплоты, D — с частичной регенерацией теплоты, B — а) для охлаждения водного незамерзающего раствора этиленгликоля в диапазоне рабочих температур от +4°C до −7°C, б) с дополнительным способом регулирования холодопроизводительности.

В вариантах исполнения чиллеров A и B теплота конденсации передается наружному воздуху и безвозвратно теряется. В вариантах исполнения чиллеров R и D устанавливаются дополнительные кожухотрубные теплообменники, дублирующие конденсатор полностью в варианте R (использование 100% теплоты конденсации для нагревания воды) или частично (использование от 15 до 25% теплоты конденсации для нагревания воды). В варианте D дополнительный кожухотрубный

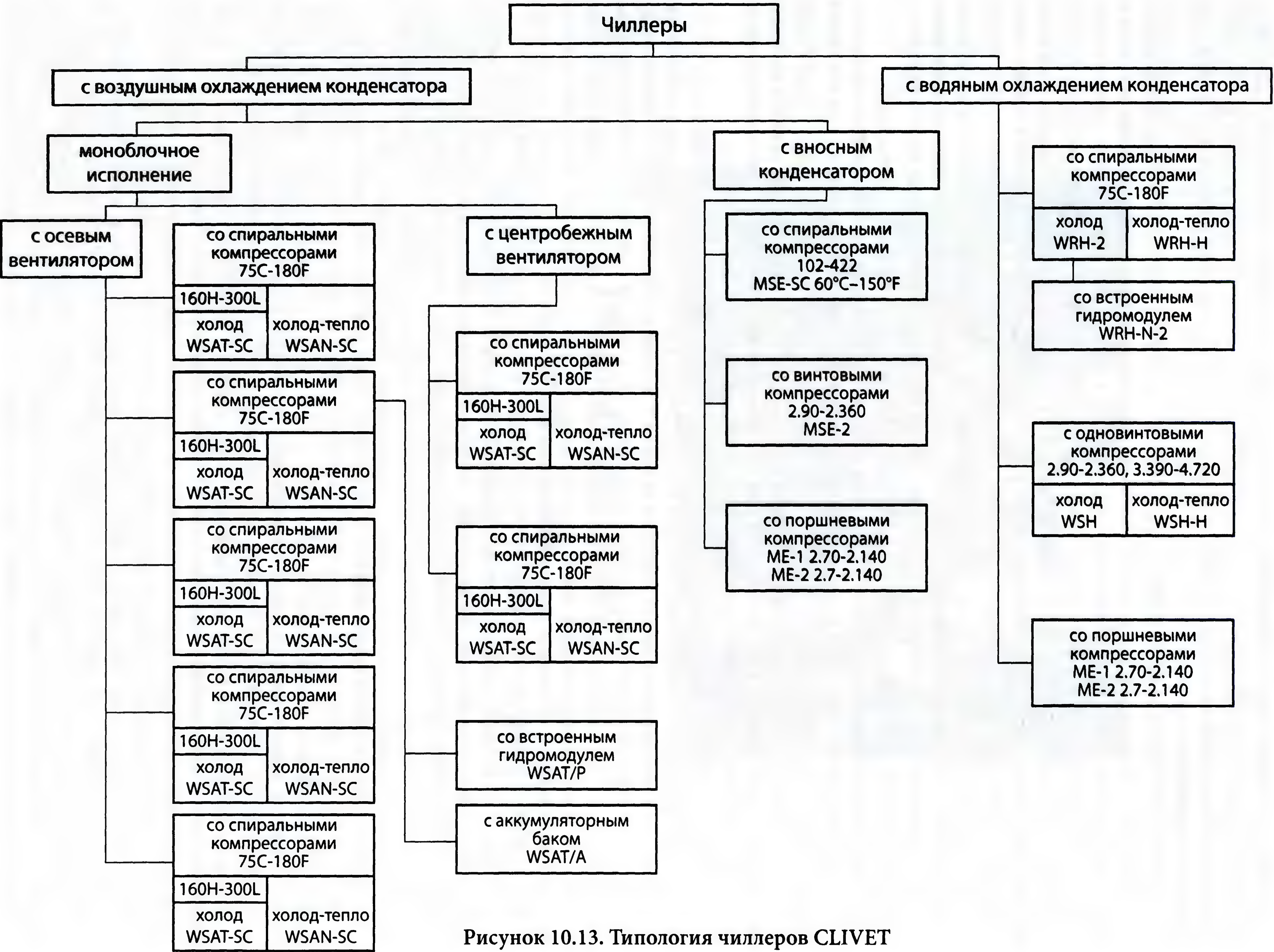


Рисунок 10.13. Типология чиллеров CLIVET

конденсатор устанавливается на нагнетательной линии после компрессора перед основным воздушным конденсатором.

Конфигурация чиллера может быть:

ST — стандартная;

LN— с пониженным уровнем шума, что достигается устройством звукопоглощающего кожуха для компрессора и понижением скорости вращения осевого вентилятора конденсатора по сравнению со стандартной конфигурацией;

EN — со значительным снижением уровня шума, что достигается устройством звукопоглощающего кожуха для компрессора, увеличением площади живого сечения конденсатора для прохода воздуха и понижением скорости вращения осевого вентилятора, а также установкой компрессора на пружинные антивибрационные опоры, применением гибких вставок на нагнетательных и всасывающих трубопроводах холодильного контура.

Требования по уровню звуковой мощности, создаваемой работающим чиллером с осевыми вентиляторами при установке за пределами здания могут быть не очень строгими, если отсутствуют особые требования по уровню шума в застройке, где это здание расположено. Если такие ограничения имеют место, необходимо выполнить расчет уровня звукового давления, создаваемого чиллером, и при необходимости применить чиллеры специальной конфигурации. В каталоге для соответствующего типа и типоразмера чиллеров приведены значения уровня звуковой мощности по октавным полосам и общий уровень звукового давления, измеренный на высоте 1 м от поверхности блока, при полной и частичной (50%) нагрузке.

В каталоге в зависимости от конфигурации чиллера указан диапазон рабочих температур, в частности, максимальная температура воздуха на входе в конденсатор. При расчетной температуре наружного воздуха выше 35°С значительно снижается холодопроизводительность чиллера и ухудшаются условия теплообмена в конденсаторе. В зависимости от условий эксплуатации выпускают чиллеры для стандартной температуры среды Т и для высокой температуры среды Н, в последнем случае конденсатор имеет увеличенную поверхность теплообмена. При этом для высокой температуры среды конфигурация со значительным снижением уровня шума EN отсутствует.

Чиллеры WDAT с двумя двухвинтовыми компрессорами имеют варианты исполнения: S — стандартный, R — с полной регенерацией теплоты, D — с частичной регенерацией теплоты (15% от теплоты конденсации), конфигурацию ST, LN, EN и предназначены для стандартной температуры окружающей среды. Чиллеры с тремя двухвинтовыми компрессорами имеют варианты исполнения: А — стандартный, R — с полной регенерацией теплоты, D — с частичной регенерацией теплоты (20% от теплоты конденсации), В — а) для охлаждения водного незамерзающего раствора этиленгликоля в диапазоне рабочих температур от +4°С до −7°С, б) в том числе с дополнительным способом регулирования холодопроизводительности, конфигурацию по уровню излучаемого шума — ST, LN, EN и предназначены для стандартной температуры окружающей среды. Выпускаются на фреоне R22, R407C и R134a.

Чиллеры с центробежными вентиляторами WRA, WRN предназначены для установки внутри здания. Основные требования к этим блокам — компактность и низкий уровень шума, связанные с установкой внутри помещения. В чиллерах данного типа используются центробежные вентиляторы с низкой скоростью вращения, большая часть типоразмеров малой и средней производительности имеет спиральный компрессор, отличающийся низким уровнем шума, в типоразмерах с герметичным поршневым компрессором он помещен в специальный звукоизолирующий кожух. В моделях WRA 2.70–2.120 боковые панели корпуса имеют звукопоглощающее покрытие изнутри, предусмотрена возможность наряду со стандартной конфигурацией ST, конфигурации SC с низким уровнем шума, где полугерметичный поршневой компрессор помещен в шумопоглощающий кожух и имеются гибкие вставки на нагнетательном и всасывающем трубопроводах холодильного контура. Габариты блоков максимально снижены за счет применения для отдельных типоразмеров

пластинчатых испарителей до 242 модели (Q_x = 69 кВт) и поверхностных конденсаторов, состоящих из медных змеевиков с оребрением из алюминиевых пластин. При выборе данного типа чиллера и его размещении следует обеспечить свободный подвод охлаждающего воздуха к чиллеру и отвод воздуха, нагретого в конденсаторе. Это осуществляется с помощью всасывающих и нагнетательных воздуховодов, образующих вентиляционную сеть вместе с воздухонагревателем (конденсатор чиллера), заборной и выпускной вентиляционными жалюзийными решетками, побудителем движения воздуха в которой является центробежный вентилятор. Размеры сечения воздуховодов и вентиляционных решеток определяются по рекомендуемым скоростям движения воздуха или по среднему значению удельных потерь давления на трение. Потери давления в вентиляционной сети, определенные при аэродинамическом расчете, должны быть равны давлению, развиваемому центробежным вентилятором при значении расхода воздуха, охлаждающего конденсатор. Если давление центробежного вентилятора меньше, чем потери давления в вентиляционной сети, возможно применить более мощный электродвигатель к центробежному вентилятору по специальному заказу. Воздуховоды должны присоединяться к чиллеру при помощи гибких вставок, чтобы вибрация не передавалась на вентиляционную сеть.

Чиллеры с центробежным вентилятором WRA 292–604 (75,9 кВт — 151,2 кВт) имеют варианты исполнения: S — стандартный; D — с частичной регенерацией теплоты конденсатора; В — для работы на растворе, конфигурация стандартная для обычной температуры, WRN 292-604 — S — стандартный; D — с частичной регенерацией теплоты конденсатора (25% от теплоты конденсации), конфигурация стандартная ST для обычной температуры. Чиллеры WRA 2.70–2.120 имеют варианты исполнения: S — стандартный, R — с полной регенерацией теплоты, D — с частичной регенерацией теплоты (15% от теплоты конденсации), В — а) для охлаждения водного незамерзающего раствора этиленгликоля в диапазоне рабочих температур от +4°С до –7°С, б) с дополнительным способом регулирования холодопроизводительности.

Бесконденсаторные блоки ME, MSE являются блоками, устанавливаемыми в помещении и присоединяемыми к удаленным конденсаторам СЕ.

Установка чиллера в помещении, как и в случае чиллеров с центробежными вентиляторами, упрощает эксплуатацию системы:

— использование воды в качестве холодоносителя в системе, которую не надо сливать в зимний период;
— меньшие затраты на транспортировку воды по сравнению с незамерзающими растворами;
— отсутствие прочих проблем, связанных с применением незамерзающих жидкостей.

К недостаткам этого типа чиллеров относятся:

— работа только в режиме охлаждения;
— ограничения по общей длине фреонопроводов.

Чиллеры ME 2.70–2.140 имеют варианты исполнения: А — стандартный, В — а) для охлаждения водного незамерзающего раствора этиленгликоля в диапазоне рабочих температур от +4°С до –7°С, б) с дополнительным способом регулирования холодопроизводительности, конфигурацию ST, LN и EN. Выпускаются на фреоне R22 и R407C. Чиллеры MSE 2.90-2.360 имеют варианты исполнения: S — стандартный, D — с частичной регенерацией теплоты, В — а) для охлаждения водного незамерзающего раствора этиленгликоля в диапазоне рабочих температур от +4°С до –7°С, б) с дополнительным способом регулирования холодопроизводительности, конфигурацию ST, LN и EN. В настоящее время выпускаются на фреоне R407C.

Чиллеры с водяным охлаждением конденсатора WRH, WRHH, WSH, WSHH имеют меньшую стоимость, чем чиллеры с воздушным охлаждением конденсатора, но требуют создания водяного контура для охлаждения конденсатора со всем необходимым оборудованием. Традиционно для охлаждения конденсатора холодильных машин применяются градирни, в которых вода, нагретая в конденсаторе, разбрызгивается через форсунки в потоке движущегося наружного воздуха, и при непосредственном контакте с воздухом охлаждается до температуры мокрого термометра наружно-

го воздуха, поступая затем в конденсатор. Это довольно громоздкое устройство, требующее специального обслуживания, установки насоса и другого вспомогательного оборудования. В последнее время применяются так называемые «сухие» градирни или охладители конденсатора, которые представляют поверхностный теплообменник «вода–воздух» с осевыми вентиляторами, в котором теплота воды, нагретой в конденсаторе, передается воздуху, циркуляцию которого через теплообменник обеспечивают осевые вентиляторы. В первом случае водяной контур разомкнутый, во втором случае — замкнутый, в котором необходимо установить все необходимое оборудование: циркуляционный насос, расширительный бак, предохранительный клапан, запорную арматуру. Для предотвращения замерзания воды при работе чиллера в режиме охлаждения при отрицательных температурах наружного воздуха, замкнутый контур заполняется водным раствором незамерзающей жидкости. При водяном охлаждении конденсатора теплота конденсации также бесполезно теряется и способствует тепловому загрязнению окружающей среды. При наличии источника теплоты, например системы горячего водоснабжения, воздухонагревателя второго подогрева или технологической линии, в период выработки холода возможно полезно использовать теплоту конденсации.

Чиллеры WSH 2.90–2.360 и 3.390–4.720 имеют варианты исполнения: S — стандартный, R — с полной регенерацией теплоты, D — с частичной регенерацией теплоты, B — а) для охлаждения водного незамерзающего раствора этиленгликоля в диапазоне рабочих температур от +4°С до –7°С, б) с дополнительным способом регулирования холодопроизводительности, H — для работы в режиме теплового насоса, конфигурацию ST, LN, условия эксплуатации T — охлаждение воды в градирне, P — использование артезианской воды для охлаждения конденсатора, M — использование морской воды для охлаждения конденсатора или в качестве источника низкопотенциальной теплоты.

Чиллеры небольших типоразмеров могут изготавливаться по вариантам P и A со встроенным гидромодулем: WSAT/A/P и WSAN/A/P 61–71 (14,6–16 кВт), ME-P 21–51 (6,0–12,8 кВт), WRH-P 17–51 (5,28–13,5 кВт). В варианте исполнения P в блок чиллера включены: циркуляционный насос на обратном трубопроводе, мембранный расширительный бак, предохранительный клапан для воды, спускной вентиль, узел заполнения водой, манометр, дифференциальное реле давления. Для комплектации встроенного гидромодуля необходимо дополнительное оборудование: бак-аккумулятор, гибкие вставки, вентиль для выпуска воздуха, водяной фильтр, запорные шаровые краны, манометр и термометр. В варианте исполнения A в блок чиллера включены: емкостный испаритель из нержавеющей стали с функцией бака-аккумулятора, вентиль для выпуска воздуха, циркуляционный насос на обратном трубопроводе, мембранный расширительный бак, предохранительный клапан для воды, спускной вентиль, узел заполнения водой, манометр, дифференциальное реле давления. Дополнительное оборудование для комплектации встроенного гидромодуля: гибкие вставки, водяной фильтр, запорные шаровые краны, манометры и термометр.

Энергосберегающие чиллеры

Неравномерность нагрузки на систему кондиционирования воздуха в течении суток, месяца и сезона охлаждения вызывает необходимость регулирования производительности источников теплоты и холода, в частности, чиллера, что является одним из основных путей экономии эксплуатационных затрат на выработку холода, а также теплоты в режиме теплового насоса. На основе анализа нагрузки на СКВ с чиллером и фэнкойлами в течение типичного летнего дня установлено, что только 3% всего времени требуется работа чиллера со 100% производительностью, 23% времени — с производительностью 67%, 48% времени — с производительностью 37%, остальное время 26% чиллер должен быть отключен (рисунок 10.14 а). Нагрузка на СКВ изменяется также и по месяцам года в течение сезона, когда требуется охлаждение, с марта по октябрь (рисунок 10.14 б). В результате 90% времени в течение сезона потребления холода чиллер должен работать с нагрузкой менее 60% от расчетной, 60% времени — с нагрузкой менее 30% от расчетной (рисунок 10.15). Ранее для сглаживания неравномерной нагрузки по холоду и уменьшения числа включений и отключений

компрессора при двухпозиционном регулировании применялся аккумулирующий бак, что позволяло подбирать чиллер по некоторому среднему значению холодопроизводительности. В новых типах чиллеров с несколькими спиральными компрессорами использован принцип ступенчатого регулирования холодопроизводительности, что позволило отказаться от применения аккумулирующего бака. Чиллер подбирается на максимальную холодопроизводительность, в процессе эксплуатации, в соответствии с требуемой холодопроизводительностью, задействовано определенное количество компрессоров.

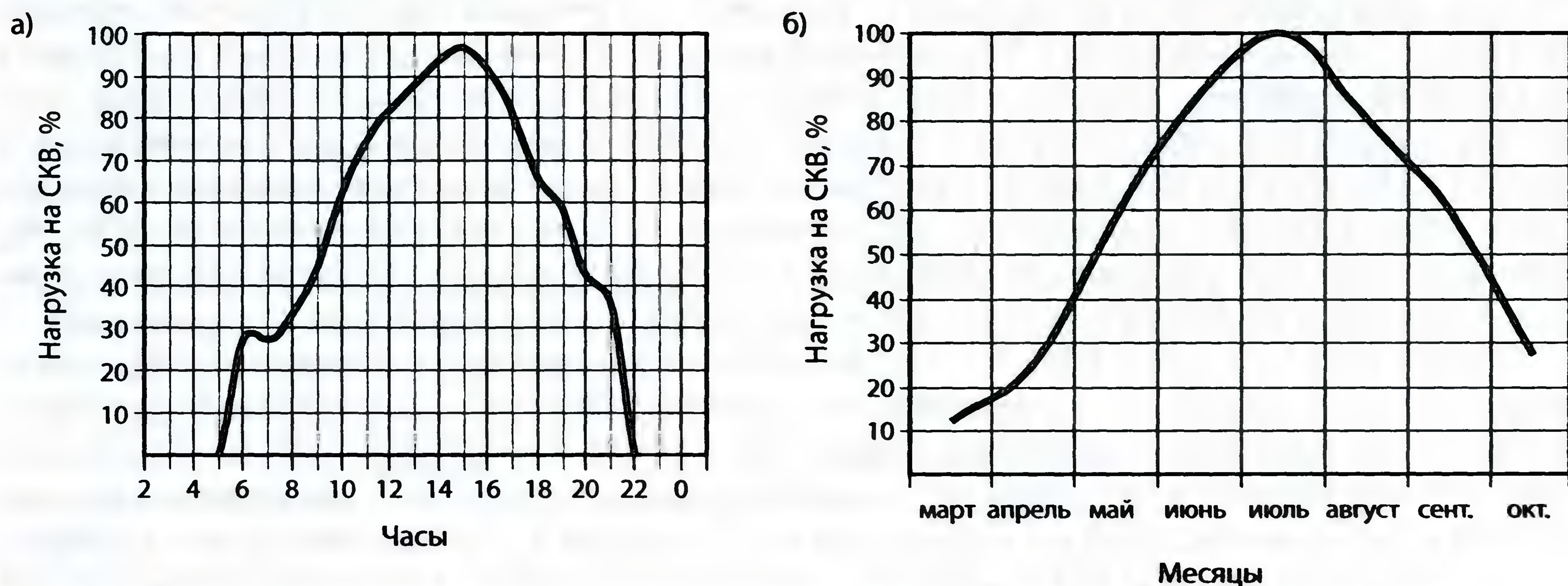


Рисунок 10.14. Изменение тепловой нагрузки на систему кондиционирования воздуха:
а) суточные в типичный летний день; б) сезонные в течение года

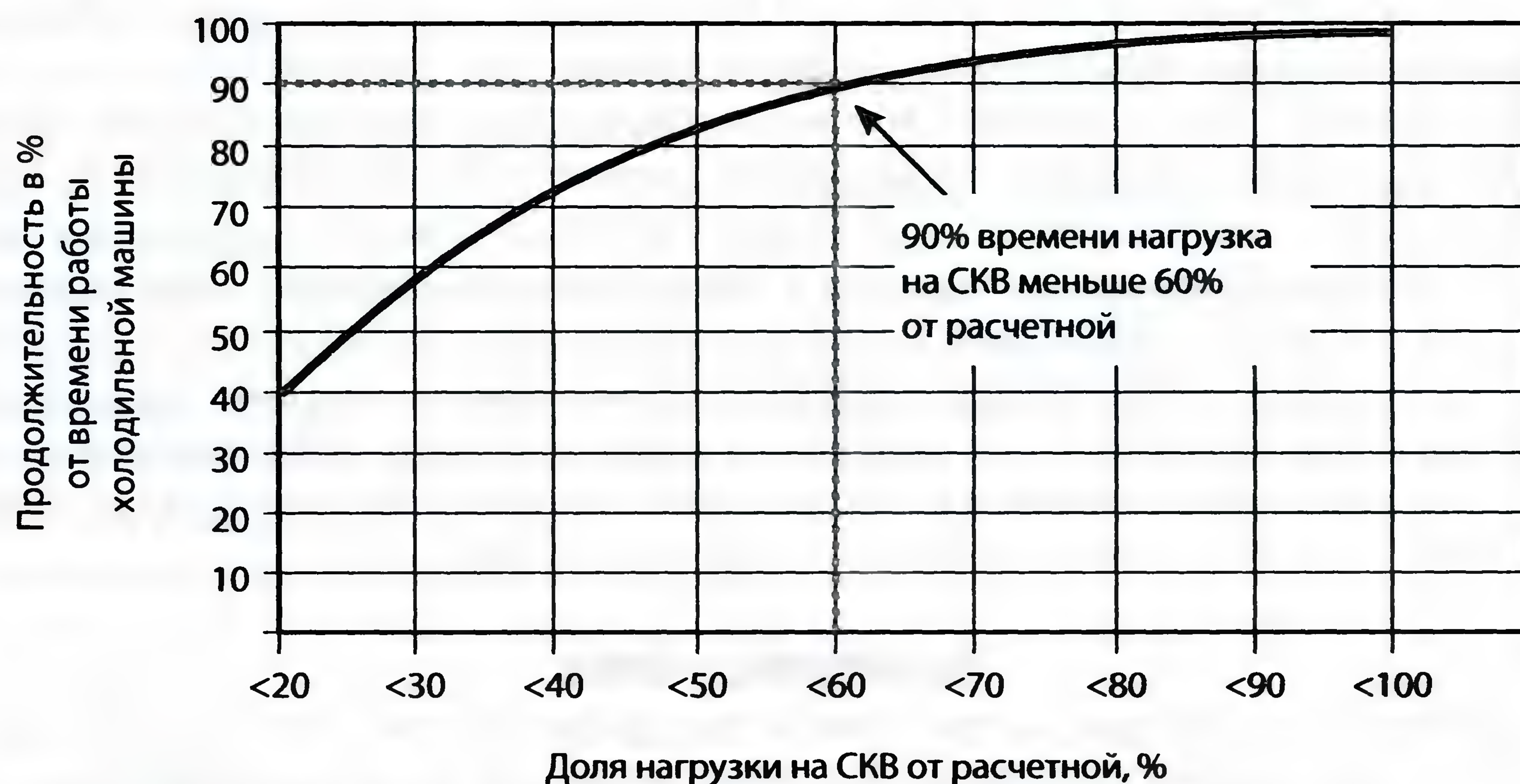
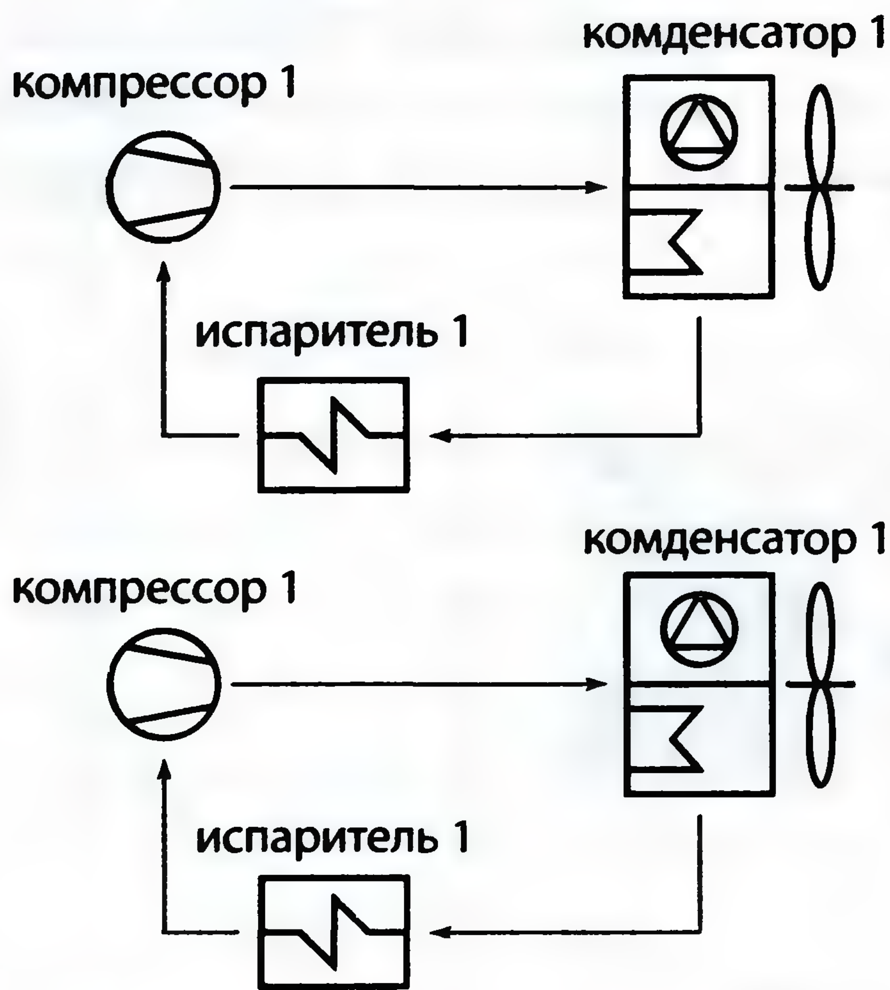
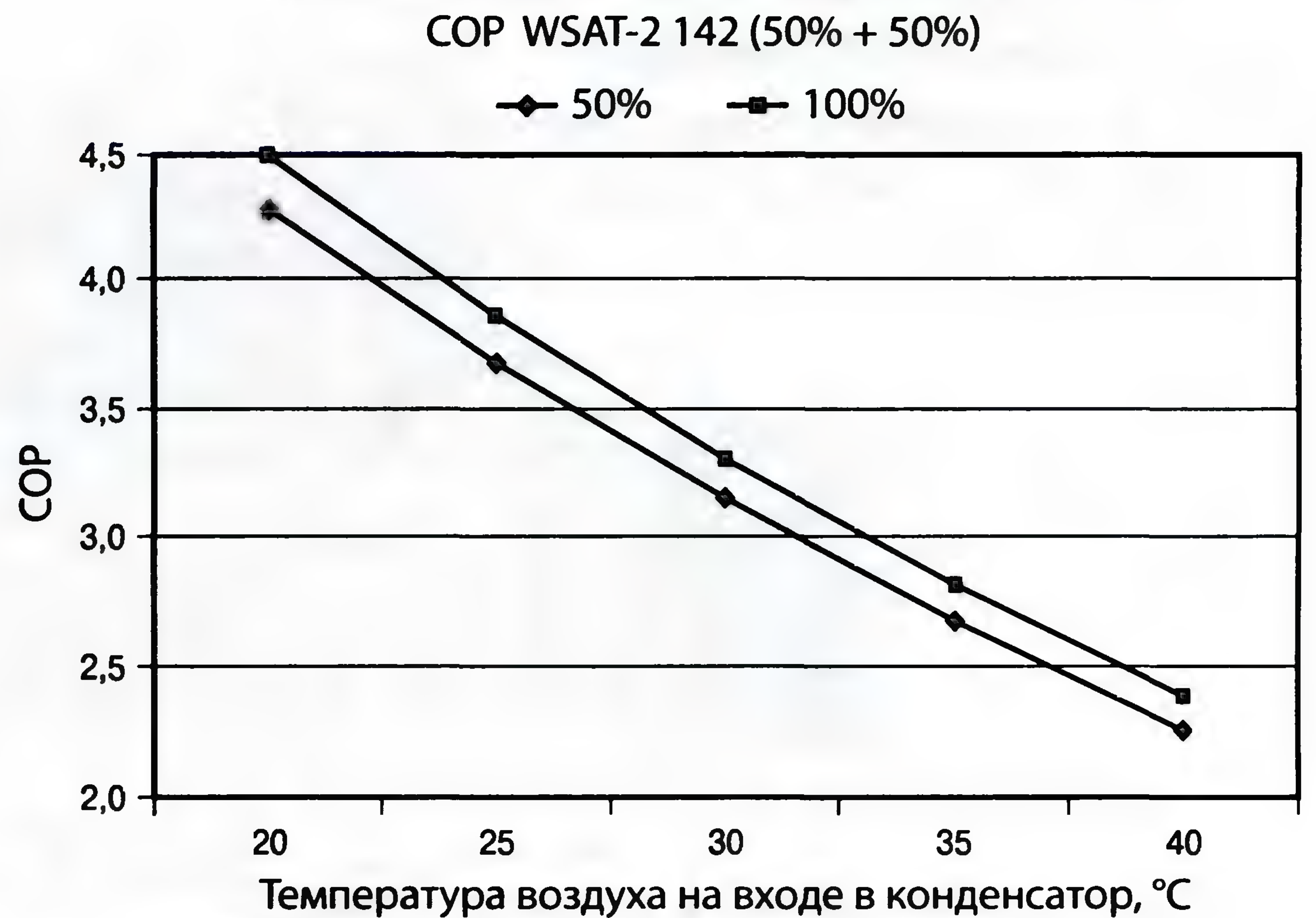


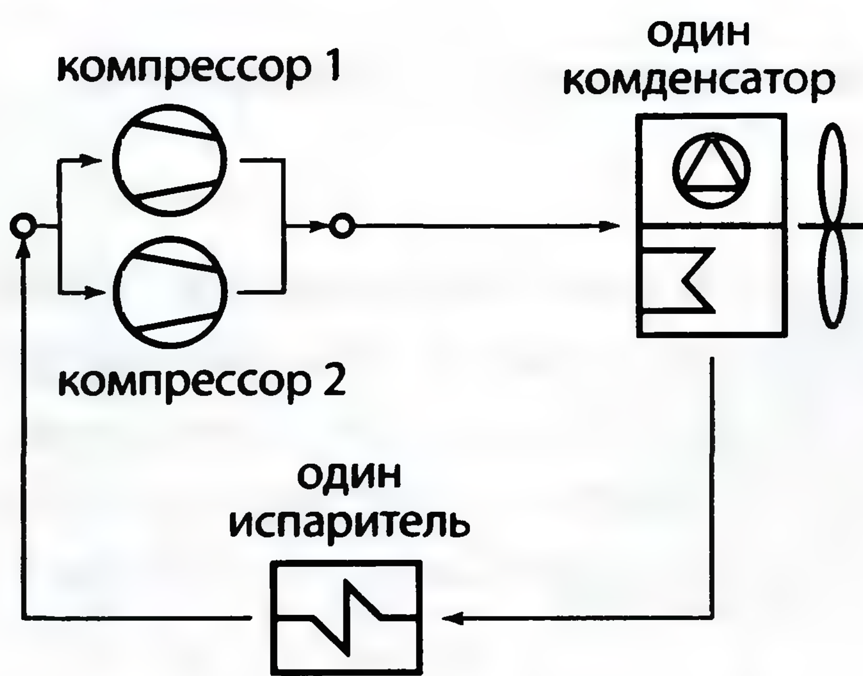
Рисунок 10.15. График нагрузки на СКВ по продолжительности

Чиллеры для небольших зданий серии ELFO ENERGY

Специально для систем кондиционирования воздуха небольших зданий, в частности, жилых (например, коттеджей, гостиниц, а также небольших офисных зданий), CLIVET выпускает энергосберегающие чиллеры нового типа с двумя спиральными компрессорами WSAT EE (ELFO ENERGY) и тепловые насосы WSAN EE на фреоне R407C средней холодопроизводительностью от 22,2 до 68,8 кВт, большой холодопроизводительностью от 78,3 до 153,3 кВт. В чиллерах EE средней и большой производительности применили два разных по производительности спиральных компрессора и получили три ступени регулирования холодопроизводительности — 37%, 63% и 100% — в отличие







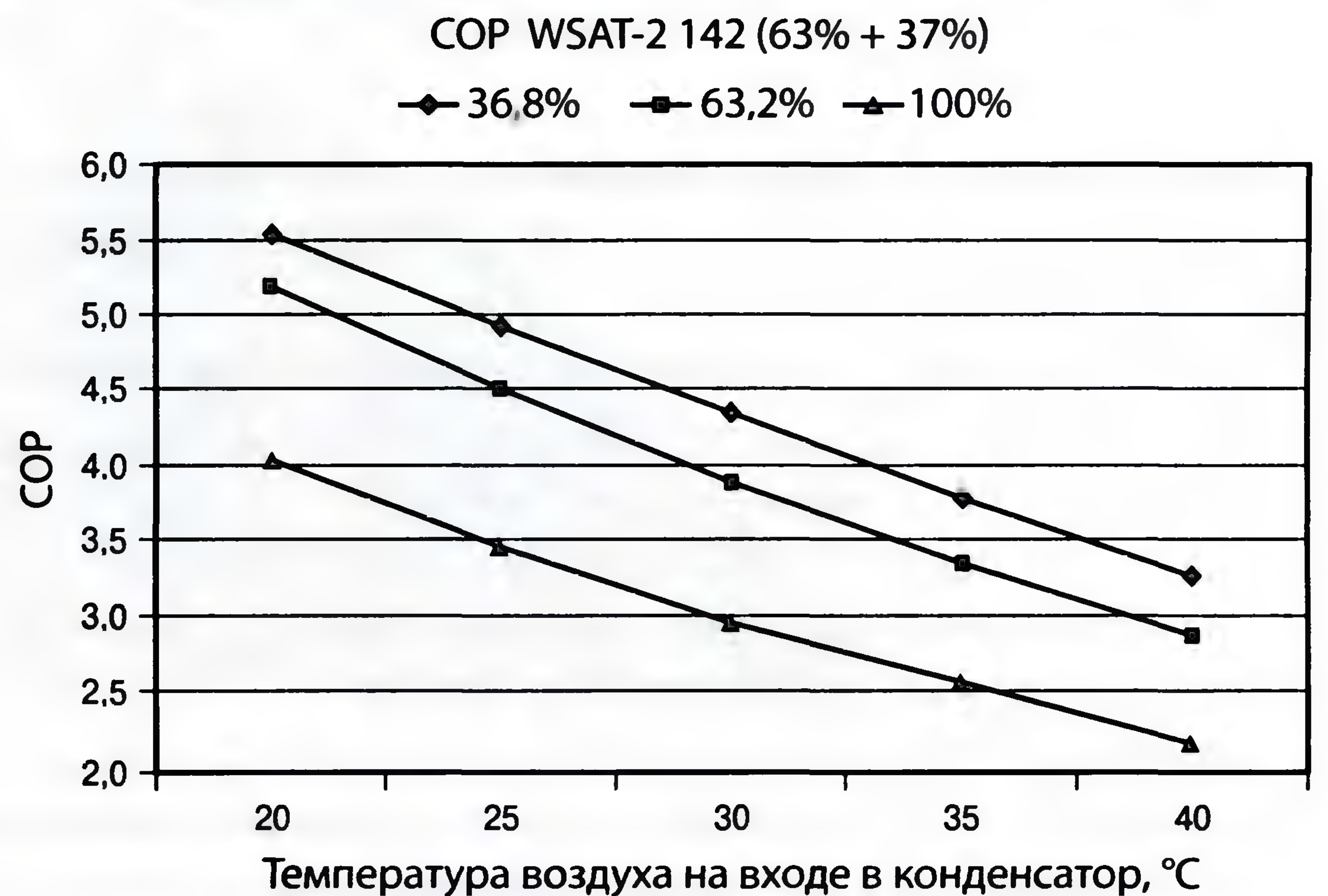


Рисунок 10.16. Холодильные коэффициенты цикла:

а) обычного чиллера с двумя холодильными контурами WSAT 142; б) чиллера ELFO ENERGY 142 с одним холодильным контуром и двумя компрессорами

от ранее выпускаемых чиллеров, когда применяли два спиральных компрессора одинаковой производительности, что давало две ступени регулирования — 50% и 100%. Кроме того, оба компрессора работают параллельно на один холодильный контур (рисунок 10.16 б), что по сравнению с чиллерами, имеющими два холодильных контура, дало увеличение холодильного коэффициента цикла (COP) за счет увеличенной поверхности теплообмена конденсатора при работе с частичной нагрузкой. В результате испытания установлено, что в чиллере WSAT-2 EE 142 с одним холодильным контуром и двумя разными компрессорами холодильный коэффициент агрегата возрастает при ступенчатом снижении холодопроизводительности, например, при температуре наружного воздуха 25°C значения холодильного коэффициента, соответствующие доле производительности от максимальной 100% — 3,5, 63% — 4,5, 37% — 5, в то время как в чиллере WSAT-2 142 с двумя холодильными контурами и одинаковыми компрессорами наблюдается противоположное: 100% — 3,9 и 50% — 3,7 при тех же условиях. Испытания показали, что новые чиллеры ELFO ENERGY имеют более высокое значение как среднесуточного, так и среднегодового холодильного коэффициента

агрегата по сравнению с обычными чиллерами, что свидетельствует об их эффективности. На графике (рисунок 10.17) приведено изменение холодильного коэффициента агрегата (EER) в течение сезона потребления холода с марта по октябрь для двух чиллеров: стандартного и ELFO ENERGY. Учитывая, что большую часть времени чиллер работает с минимальной нагрузкой, достигается существенная экономия потребляемой электроэнергии.



Рисунок 10.17. График изменения холодильного коэффициента агрегата для стандартного чиллера и чиллера ELFO ENERGY

Существенным преимуществом нового типа чиллера при его эксплуатации являются: малые пусковые токи, уменьшение числа включений компрессоров в течении суток за счет увеличения ступеней регулирования и применения более совершенной системы управления. Как показали испытания, в среднем, в течение суток, происходит всего 20 включений компрессоров чиллера серии EE, в то время как при двух компрессорах и двух холодильных контурах обычного чиллера число включений составляет 72 (рисунок 10.18).

Гибкая система управления по возмущению, три ступени регулирования производительности, уменьшение числа включений компрессора позволили отказаться от аккумулирующего бака, что дало возможность значительно сократить габаритные размеры чиллера и уменьшить его стоимость по сравнению с обычными чиллерами той же производительности вместе с насосной станцией.

Эффективная работа чиллера EE обеспечивается специально разработанной системой управления на базе микропроцессорных контроллеров ELFO для всей СКВ здания, которая позволяет наряду с обычными функциями:

— изменять уставку в зависимости от параметров наружного воздуха (температуры и энтальпии) либо электрического сигнала от системы управления технологическим процессом или микроклиматом здания (рисунок 10.19);
— устанавливать более высокую уставку температуры воды на выходе из испарителя чиллера в ночное время, выходные дни;
— выбирать необходимую ступень регулирования производительности при изменяющейся нагрузке на СКВ;
— только при необходимости в режиме теплового насоса переключать чиллер для оттаивания испарителя;
— при необходимости отключать циркуляционный насос.

Эксплуатация СКВ с чиллером 322 ELFO ENERGY (78,3 кВт) в одном из офисных зданий в Милане позволила получить экономию электроэнергии за сезон по сравнению с обычным чиллером в размере 25% от общего расхода электроэнергии (рисунок 10.20).

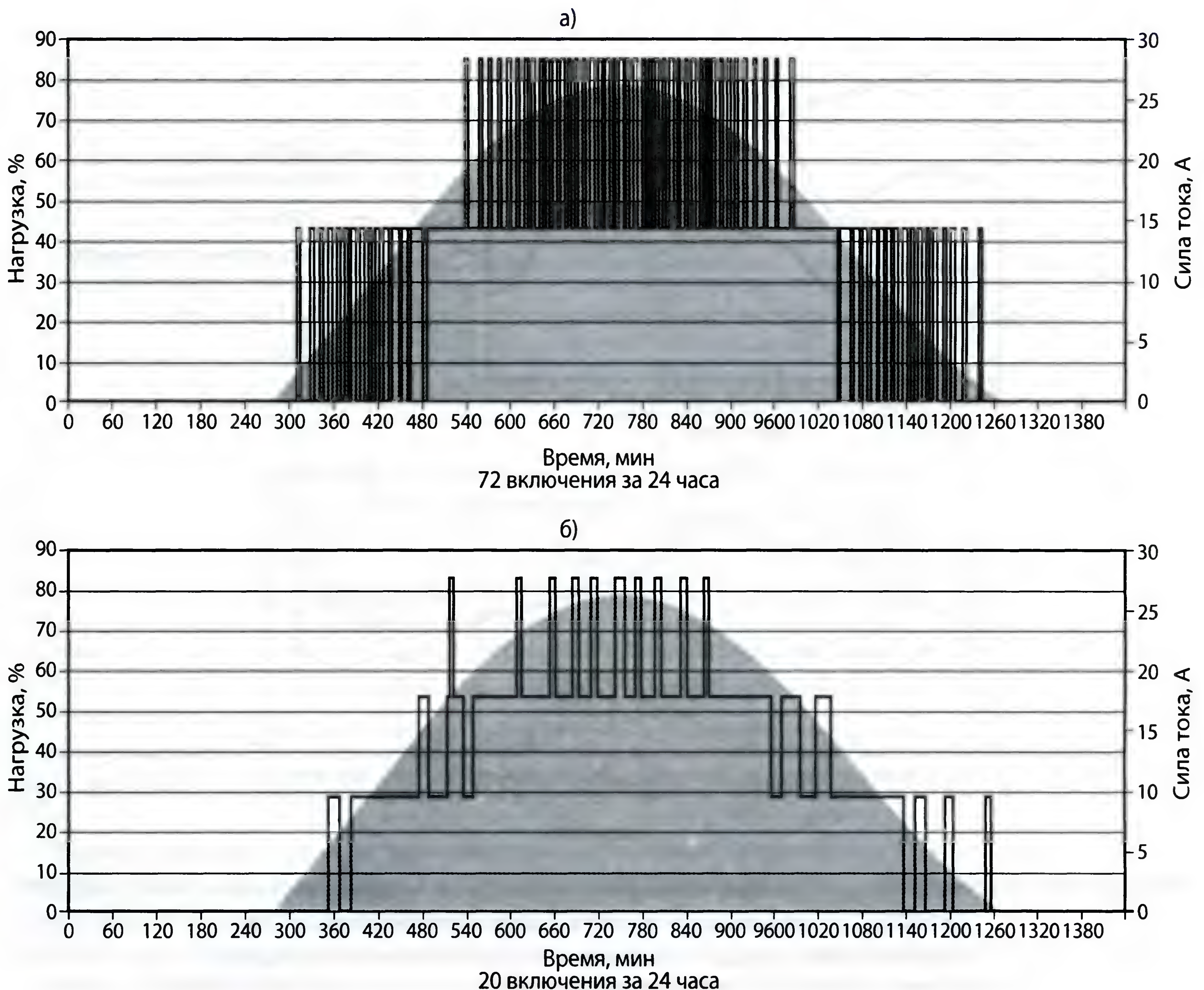


Рисунок 10.18. Число включений компрессоров:

а) традиционного чиллера с двумя холодильными контурами и двумя компрессорами;
б) чиллера ELFO ENERGY с одним холодильным контуром и двумя компрессорами

Энергосберегающие чиллеры WSAT EE и WSAN EE на фреоне R407C малой холодопроизводительности от 4,12 до 20,9 кВт имеют один компрессор: типоразмеры с 17 по 25 — роторный герметичный компрессор, остальные типоразмеры — спиральный. Экономия энергии в этом типе чиллера достигается за счет его интеграции в общую систему управления микроклиматом здания с использованием свободно программируемого контроллера. В этой системе заданное значение температуры воды на выходе из конденсатора гибко изменяется (динамичная уставка) в соответствии с изменением тепловой нагрузки на СКВ в помещении (рисунок 10.21). Фактическое значение температуры воздуха сравнивается с заданным значением, в зависимости от рассогласования контроллер вычисляет требуемую температуру воды, значение которой является уставкой для чиллера в данный момент времени. Таким образом, реализуется наряду с местным количественным регулированием по воздуху в фэнкойлах серии ELFO ROOM централизованное качественное регулирование по холодоносителю. При эксплуатации чиллера EE с одним компрессором достигнута годовая экономия электроэнергии по сравнению с обычным чиллером в размере 11% от общего расхода электроэнергии (рисунок 10.22).

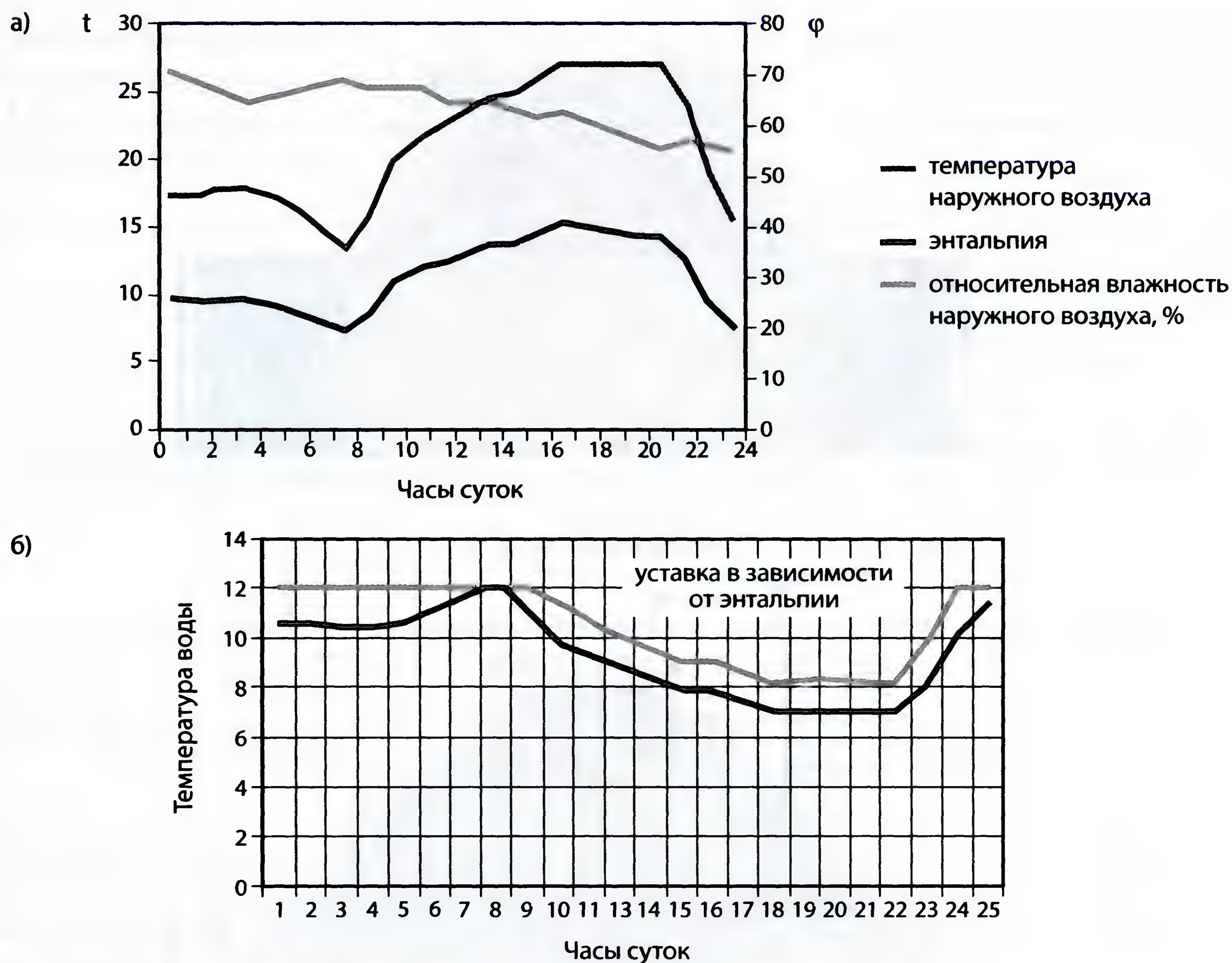


Рисунок 10.19. Динамическая уставка температуры холодной воды на выходе из чиллера ELFO ENERGY в зависимости от энтальпии наружного воздуха:

а) изменение температуры и относительной влажности наружного воздуха;
б) изменение заданного значения температуры воды на выходе из чиллера (уставки)

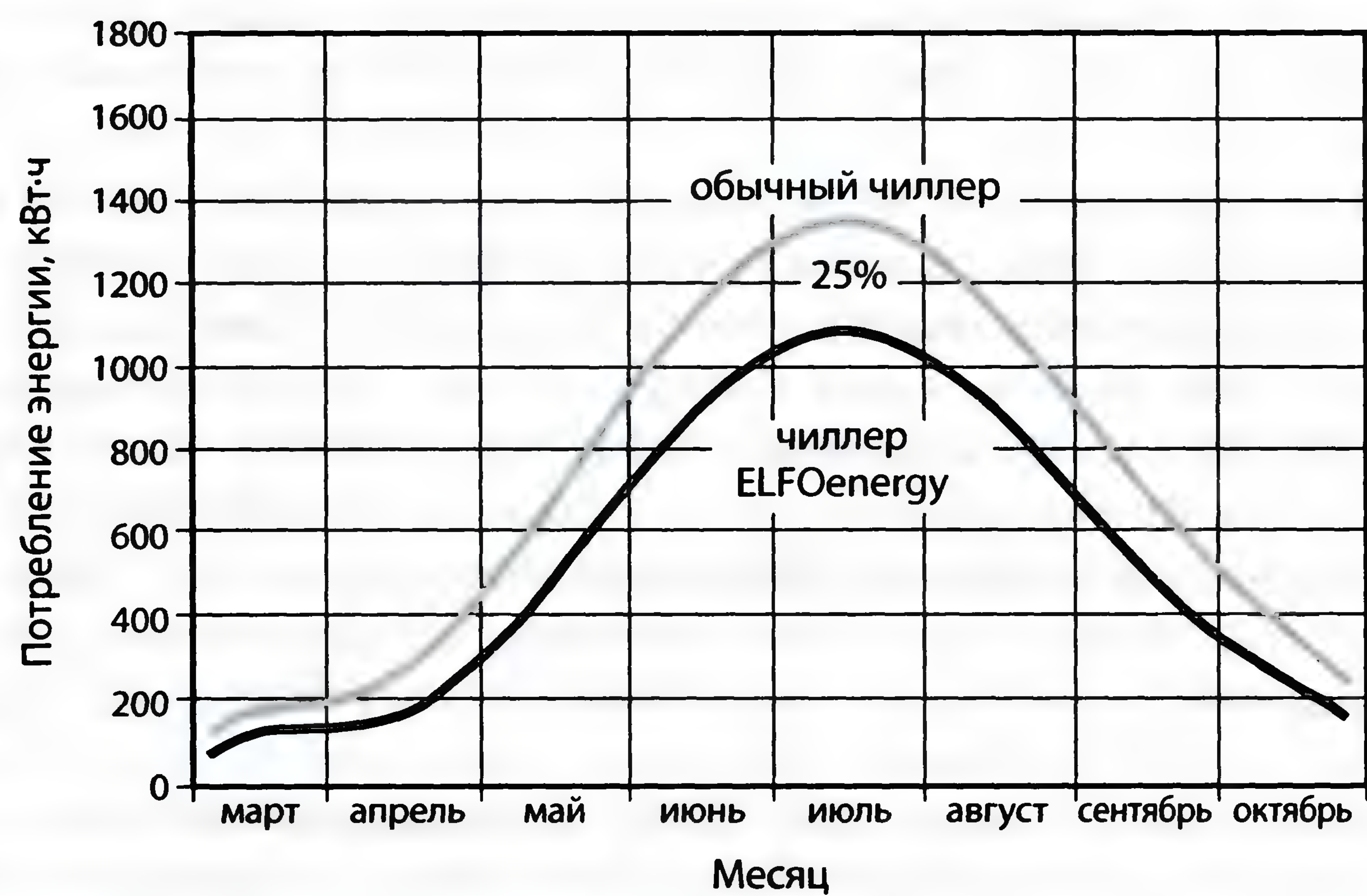


Рисунок 10.20. Экономия электрической энергии за сезон потребления холода при работе чиллера WSAN EE 322

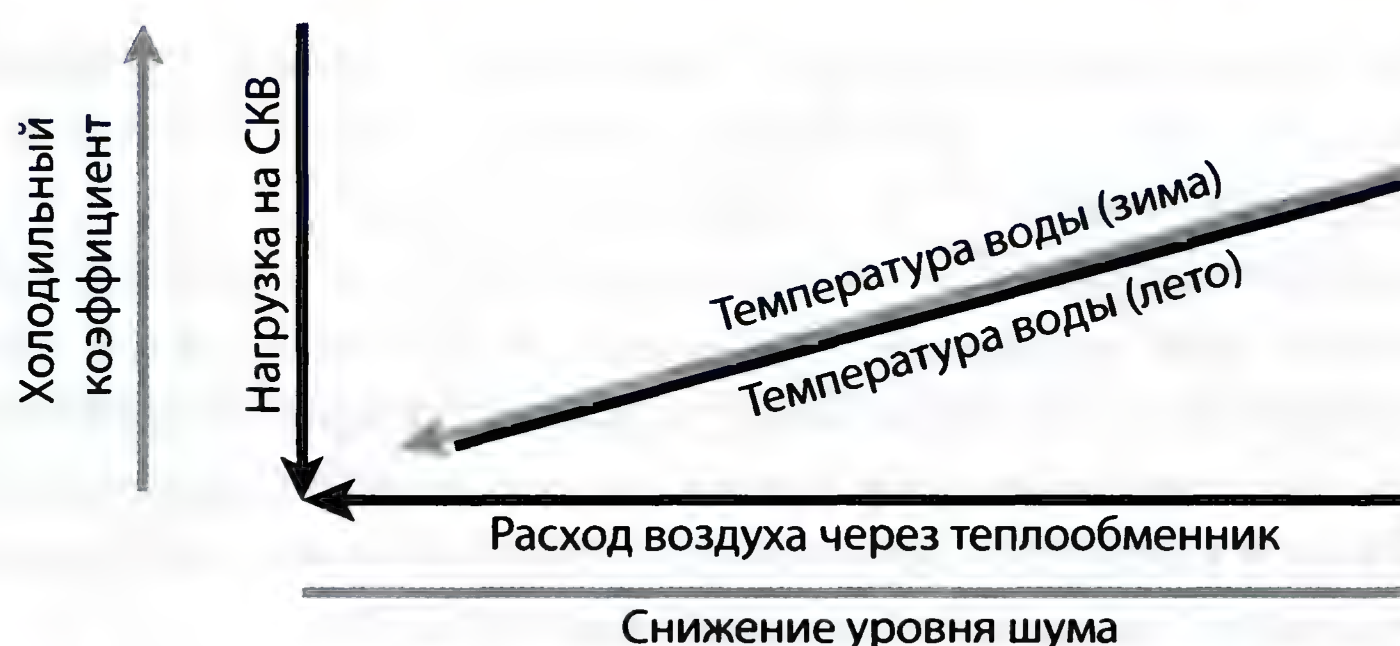


Рисунок 10.21. Снижение электроэнергии, потребляемой вентилятором

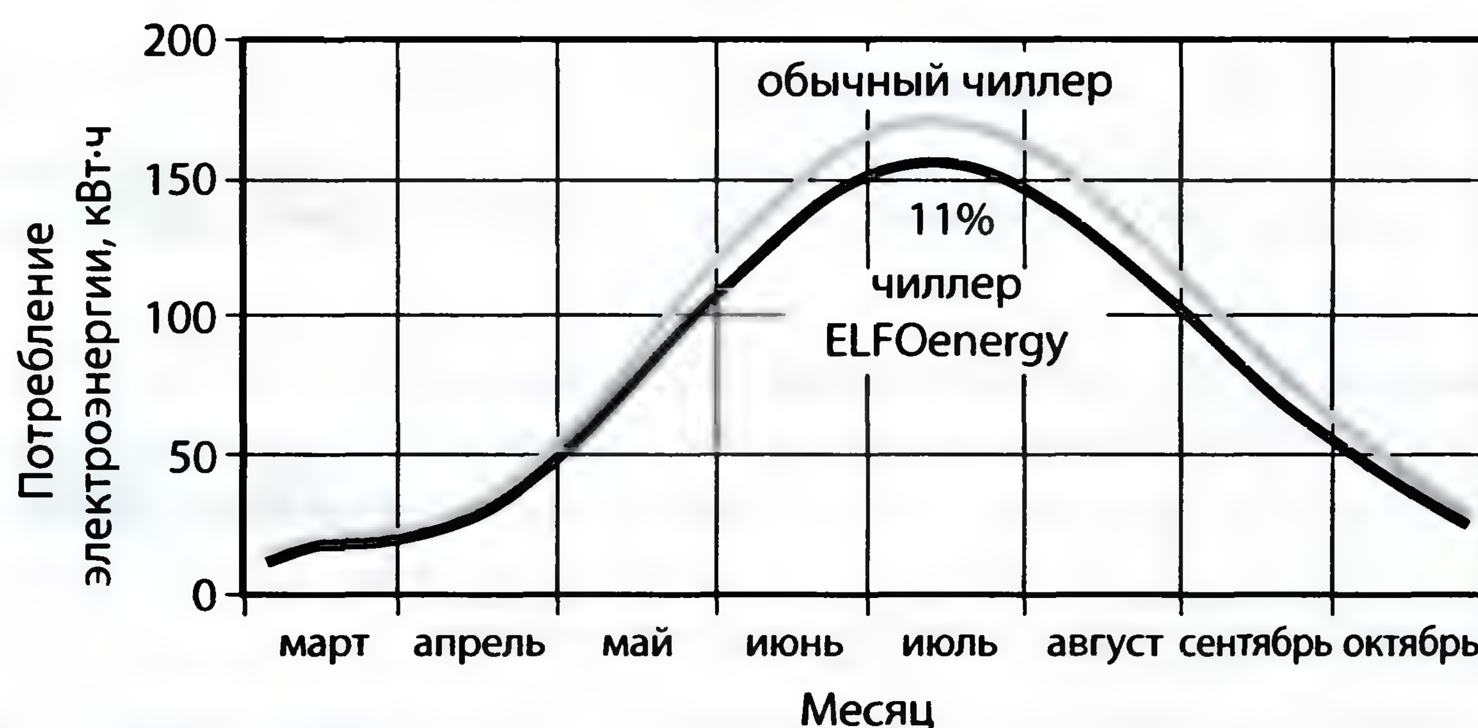


Рисунок 10.22. Экономия электрической энергии за сезон потребления холода при работе чиллера WSAN EE 17 (сравнение с обычным чиллером со встроенным аккумулирующим баком)

Чиллеры малой и большой производительности имеют встроенный гидромодуль со всем необходимым оборудованием, кроме аккумулирующего бака. Варианты исполнения чиллеров средней и большой холодопроизводительности могут быть:

— D с частичной регенерацией теплоты, когда имеется дополнительный теплообменник, дублирующий воздушный конденсатор частично (использование 25% теплоты конденсации для нагревания воды) на нагнетательной линии после компрессора перед основным конденсатором;

— B для охлаждения водного незамерзающего раствора этиленгликоля или когда в диапазоне рабочих температур от +4°C до –7°C предусмотрены две рабочие уставки температуры воды.

Чиллеры ELFO ENERGY выпускаются только для умеренного климата (T).

SPIN чиллеры

При разработке серии SPIN чиллеров реализовано несколько передовых идей в области технологии, направленных на энергосбережение.

Применение в чиллерах средней холодопроизводительности высокоэффективных спиральных компрессоров, имеющих наилучшие технологические и эксплуатационные показатели по сравнению с другими типами компрессоров, ограничивалось максимальной холодопроизводительностью спирального компрессора около 40 кВт. Широкоизвестный принцип деления нагрузки, в частности, тепловой на несколько котлоагрегатов, стали применять и для чиллеров, используя два или три спиральных компрессора, соединенных параллельно и работающих на один холодильный контур. Число холодильных контуров в чиллере может доходить до четырех, а компрессоров — до двенадцати (рисунок 10.23). При этом с увеличением количества компрессоров недостатки двухпозиционного регулирования производительности спирального компрессора «включено» — «выключено» сглаживаются за счет увеличения ступеней регулирования. Компрессоры автоматически постепенно включаются

в работу в зависимости от требуемой нагрузки, при запуске чиллера пусковые токи минимальные. Одновременно в чиллере работает то число компрессоров, которое фактически необходимо для обеспечения требуемой производительности. На графике (рисунок 10.23) демонстрируется, как гибко изменяется холодопроизводительность SPIN чиллера в соответствии с изменяющейся нагрузкой на СКВ по часам суток. При этом всегда имеется резерв на случай выхода из строя одного из компрессоров. Затраты на замену одного маленького спирального компрессора всегда будут меньше, чем затраты на замену одного большого винтового или поршневого компрессора. Цикличность работы компрессоров сокращает время работы каждого отдельного компрессора и, что особенно важно, — количество пусков и остановок, от которого зависит срок службы компрессора.

Типоразмер	n	Компрессоры	Холодопроизводительность, кВт	Модуль, мм
65D	4	(15+15)+(15+20)	150÷200	L + 2950
70D		(15+20)+(15+20)		
75D		(15+20)+(20+20)		
80D		(20+20)+(20+20)		
90D		(20+25)+(20+25)		
100D		(25+25)+(25+25)		
105F	6	(15+15+15)+(20+20+20)	250÷400	L = 4250
120F		(20+20+20)+(20+20+20)		
135F		(20+20+20)+(25+25+25)		
150F		(25+25+25)+(25+25+25)		
160H	8	(20+20)+(20+20)+(20+20)+(20+20)	420÷520	L = 5600
170H		(20+20)+(20+20)+(20+25)+(20+25)		
180H		(20+20)+(20+20)+(25+25)+(25+25)		
190H		(20+25)+(20+25)+(25+25)+(25+25)		
200H		(25+25)+(25+25)+(25+25)+(25+25)		
210J	10	(20+25)+(20+25)+(20+20+20)+(20+20+20)	550÷650	L = 7200
225J		(20+25)+(20+25)+(20+20+20)+(25+25+25)		
240J		(20+25)+(20+25)+(25+25+25)+(25+25+25)		
250J		(25+25)+(25+25)+(25+25+25)+(25+25+25)		
270L	12	(20+20+20)+(25+25+25)+(20+20+20)+(25+25+25)	700÷800	L = 8500
285L		(20+20+20)+(25+25+25)+(25+25+25)+(25+25+25)		
300L		(25+25+25)+(25+25+25)+(25+25+25)+(25+25+25)		

Рисунок 10.23. Принцип модульного построения SPIN чиллеров CLIVET

Чиллеры со спиральными компрессорами имеют более высокие значения холодильного коэффициента цикла, чем чиллеры с полугерметичными поршневыми компрессорами той же холодопроизводительности. При уменьшении холодопроизводительности в обычной холодильной машине с поршневыми компрессорами холодильный коэффициент реального цикла (COP) повышается незначительно, в SPIN чиллере — повышается в значительно большей степени. При уменьшении холодопроизводительности до 50% от максимальной и менее COP увеличивается почти в 1,5–2 раза (рисунок 10.24). Это объясняется тем, что при работе с пониженной холодопроизводительностью при отключении части компрессоров, SPIN чиллеры имеют увеличенные, по сравнению с требуемыми, площади поверхности теплообмена испарителя и конденсатора.

Совершенная система электронного управления оптимизирует равномерное распределение количества часов наработки спиральных компрессоров, значительно продлевая срок их службы, активизирует компрессоры в соответствующих холодильных контурах, изменяя активную часть поверхностей теплообмена испарителя и конденсатора так, чтобы поддерживать определенные значения температуры конденсации и испарения, при которых холодильный коэффициент принимает максимальное значение.

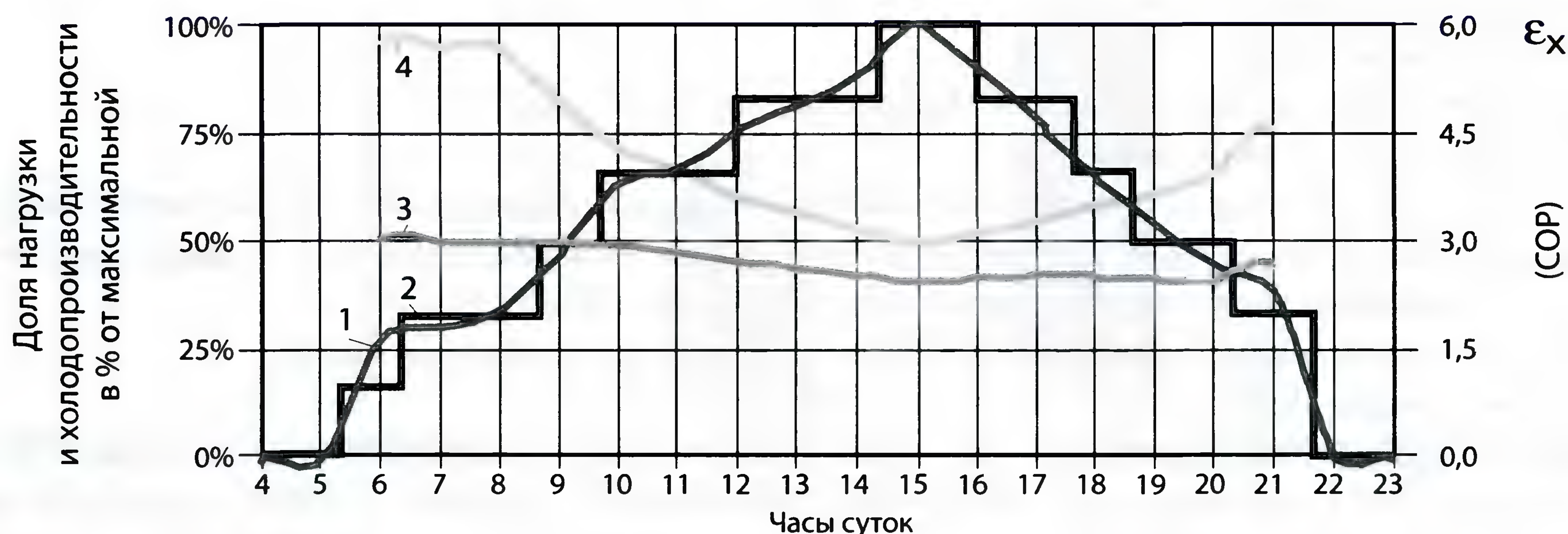


Рисунок 10.24. Работа SPIN чиллера при изменении нагрузки на СКВ:

1 — кривая изменения нагрузки; 2 — ступенчатое изменение холодопроизводительности; 3 — холодильный коэффициент цикла SPIN чиллера; 4 — холодильный коэффициент обычного чиллера

Основными источниками шума в чиллере являются компрессоры и осевые вентиляторы охлаждения конденсаторов. Работа нескольких малошумных спиральных компрессоров и электронное регулирование скорости вращения осевых вентиляторов чиллера при изменении нагрузки на СКВ способствует снижению уровня звукового давления, особенно при работе в ночное время, когда потребность в холоде уменьшается, а восприимчивость к шуму максимальная. На рисунке 10.25 представлены графики изменения уровня звукового давления на расстоянии 1 м от SPIN чиллера в стандартном исполнении SC и малошумном исполнении EN в зависимости от глубины регулирования холодопроизводительности в % от максимального значения. На протяжении 60% времени работы чиллера с холодопроизводительностью менее 30% от максимальной уровень звукового давления не превышает 60 дБ(А) для чиллера EN и 61 дБ(А) для чиллера SC, на протяжении 90% времени работы чиллера с холодопроизводительностью менее 60% от максимальной уровень звукового давления не превышает 66 дБ(А) для чиллера EN и 73 дБ(А) — для чиллера SC. Таким образом, 90% времени эксплуатации чиллера уровень звукового давления примерно на 6–8 дБ(А) ниже, чем при работе с максимальной нагрузкой.

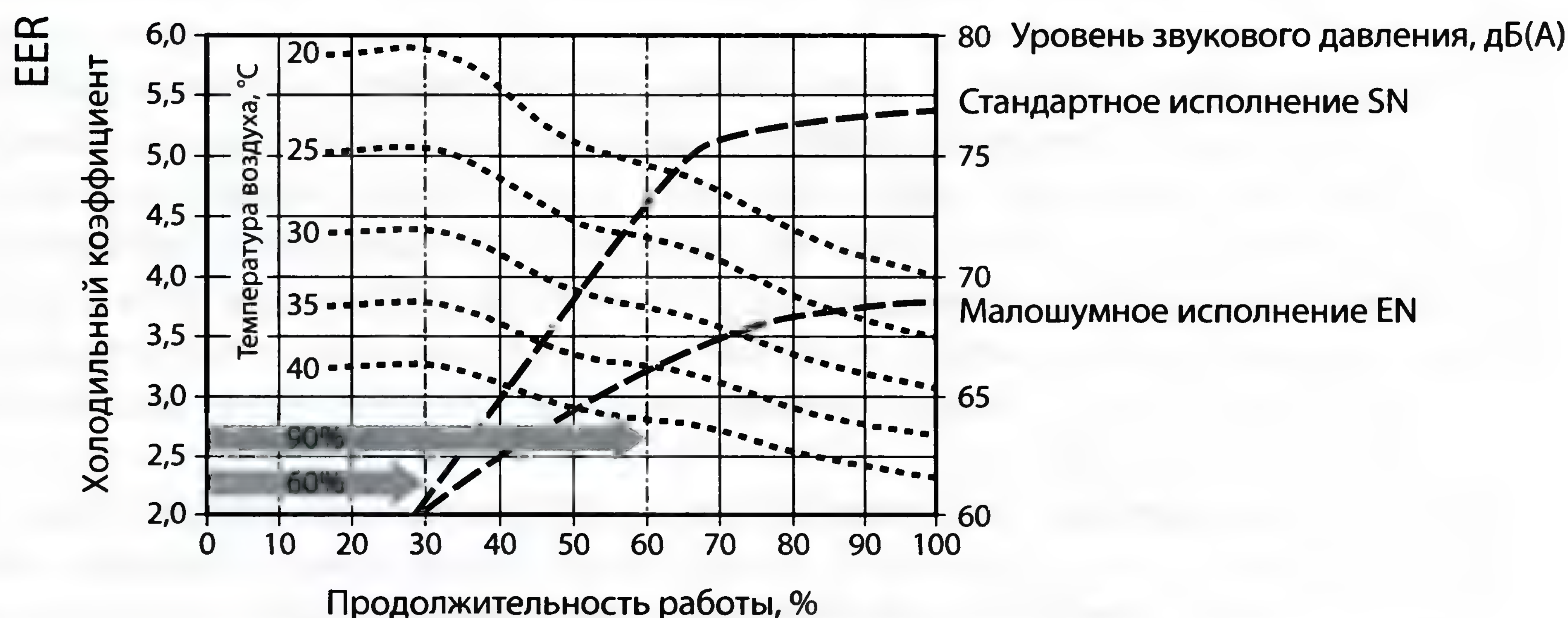


Рисунок 10.25. Снижение уровня звукового давления при работе с пониженной нагрузкой

Таким образом, деление нагрузки помимо экономии электроэнергии за счет гибкого регулирования производительности, имеет и другие преимущества:

— повышенная надежность системы;

— высокая эффективность системы;
— малые пусковые токи;
— сокращение затрат на обслуживание спиральных компрессоров;
— увеличение срока службы агрегатов;
— уменьшение строительной площади, занимаемой оборудованием, за счет сокращения габаритов чиллера со встроенным гидромодулем в связи с отсутствием необходимости в аккумулирующем баке при гибком регулировании производительности чиллера;
— уменьшение единовременных затрат на единицу холодопроизводительности;
— снижение уровня шума при работе с частичной нагрузкой.

Принцип деления нагрузки и все его преимущества реализованы в новых чиллерах CLIVET WSAT–SC (R407C) холодопроизводительностью 193÷1350 кВт и WSAN-SC (SPIN CHILLER) холодопроизводительностью 187÷520 кВт с воздушным охлаждением конденсатора, WSH-SC — 173,4÷433 кВт с водяным охлаждением конденсатора, MSE-SC —173,4÷433 кВт с выносным конденсатором. Чиллеры имеют встроенный гидромодуль со всем необходимым оборудованием, кроме аккумулирующего бака. Варианты исполнения чиллеров могут быть: с частичной регенерацией теплоты (D), для охлаждения водного незамерзающего раствора этиленгликоля в диапазоне рабочих температур от +5°С до –8°С (В), для умеренного климата (Т). При варианте исполнения чиллеров D возможно использование 20% теплоты конденсации для нагревания воды. Наряду со стандартной конфигурацией изготавливаются чиллеры со звукоизолированными компрессорами (SC) или в малошумном исполнении (LN).

В новой серии SPIN чиллеров применена энергосберегающая технология ECOBreeze, предусматривающая использование осевых вентиляторов с синхронными электронно-коммутируемыми двигателями (ECM Electronic Commutated Motors) в системе охлаждения конденсатора.

Для охлаждения конденсатора наружным воздухом используются осевые вентиляторы с усовершенствованным синхронным электродвигателем (без щеток) с внешним ротором, заполненным мощными постоянными магнитами. Вращающееся магнитное поле статора, которое обеспечивает вращение ротора, создается благодаря электронному коммутированию (переключению) обмоток статора, обеспечивающему необходимую смену электрических и магнитных полей. Частота переключения обмоток статора определяет число оборотов ротора и изменяется с помощью встроенного микропроцессора. Для поддержания постоянной температуры конденсации необходимо изменять количество воздуха, охлаждающего конденсатор, путем изменения числа оборотов электродвигателя осевого вентилятора. Использование электронно-регулируемого электродвигателя с ECM технологией и встроенного автоматического регулятора в замкнутом контуре управления позволяет посредством изменения скорости вращения электродвигателя вентилятора конденсатора автоматически поддерживать заданную величину технологического параметра, в данном случае — температуру конденсации хладоагента. Новая технология электронной коммутации синхронного электродвигателя (ECM) обеспечивает высокие значения коэффициента полезного действия вентилятора независимо от глубины регулирования расхода воздуха по сравнению с асинхронными двигателями с частотным преобразователем и определяет существенную экономию электроэнергии в процессе эксплуатации чиллера.

Преимущества вентилятора с электронно-коммутируемым электродвигателем:
— магнитное поле в роторе создается без потерь, как в асинхронных двигателях с частотным преобразователем — внутренние потери в железе уменьшаются на 60%, а в меди — на 40%;
— возможна более высокая скорость вращения, чем у асинхронного двигателя, что способствует уменьшению размера и веса вентилятора при одинаковых параметрах работы;
— в режиме неполной нагрузки (90% от всего рабочего времени) КПД синхронного двигателя остается практически постоянным по сравнению с уменьшающимся КПД асинхронного двигателя (рисунок 10.26);

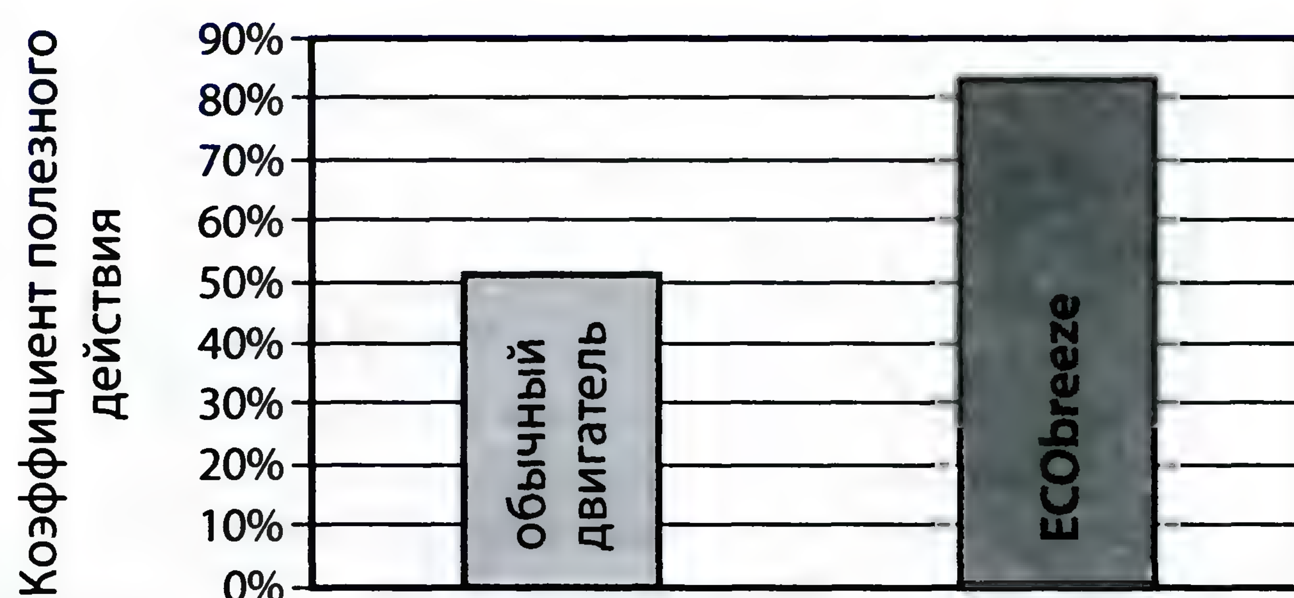


Рисунок 10.26. Коэффициент полезного действия вентилятора с технологией EcoBreeze и обычным двигателем

— потребляемая мощность синхронным электродвигателем за счет практически неизменного КПД ниже, чем асинхронного электродвигателя, что иллюстрируют графики изменения потребляемой мощности в зависимости от расхода воздуха обычным осевым вентилятором с асинхронным двигателем и осевым вентилятором с электронным регулированием и технологией ЕСМ (ECOBreeze), представленные на рисунке 10.27;

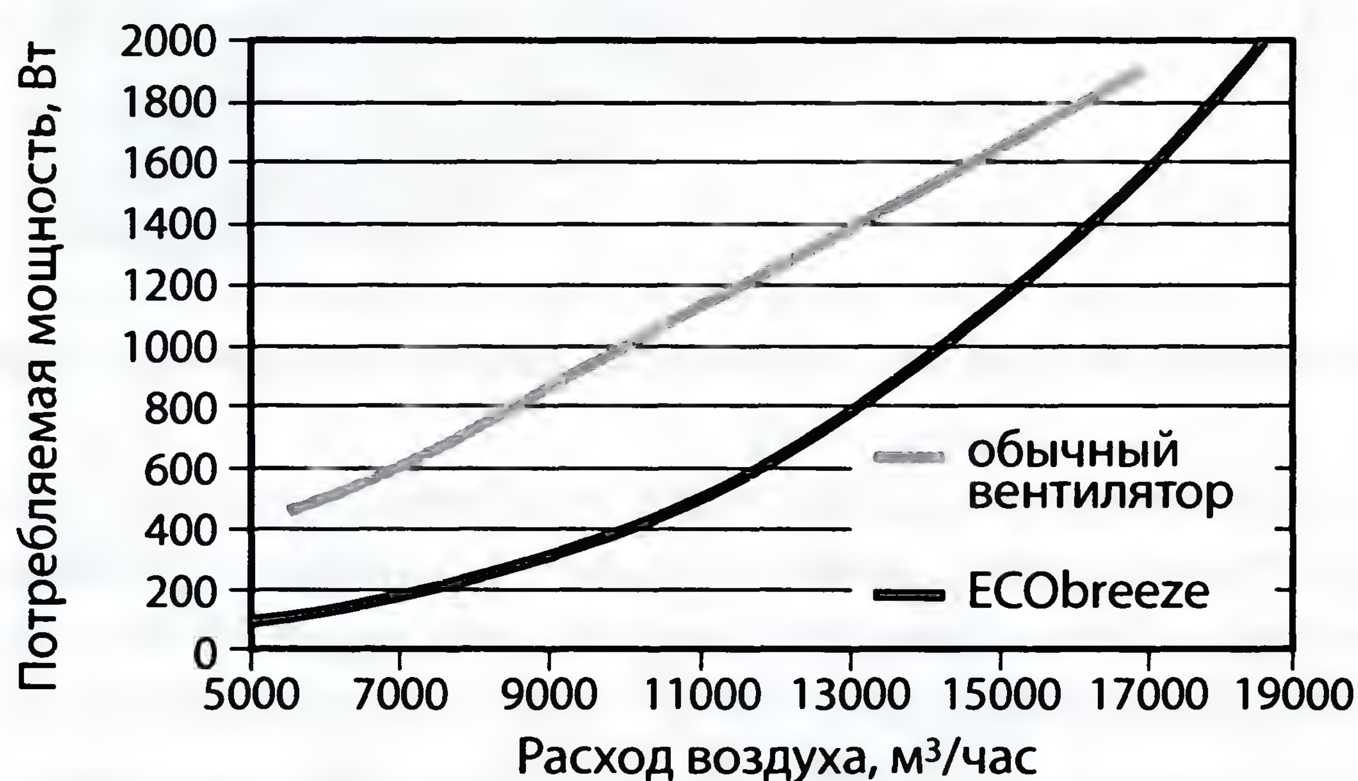


Рисунок 10.27. Потребляемая осевыми вентиляторами мощность в зависимости от расхода воздуха

— вентилятор с технологией ЕСМ может работать с числом оборотов выше номинального значения в крайних ситуациях, например, при повышении температуры окружающего воздуха сверх допустимого верхнего предела, перед отключением от электрической сети и включением аварийной сигнализации, контроллер ответит на изменение внешних условий повышением числа оборотов электродвигателя вентилятора сверх номинального значения, обеспечивая увеличение холодопроизводительности на 15% от номинального значения. Таким образом, возможно охлаждать воду, не допуская остановки чиллера более продолжительное время, в то время как в традиционном оборудовании включается аварийная сигнализация и чиллер отключается;

— микропроцессорное управление работой вентилятора конденсатора позволяет интегрировать его в общую систему управления чиллером и обеспечивать полное взаимодействие с другими элементами холодильного контура, что позволяет достичь высокоэффективной работы чиллера;

— отсутствуют характерные шумы и вибрация при регулировании числа оборотов электродвигателя и работе на минимальной скорости вращения, уровень звукового давления у вентиляторов ECOBreeze при уменьшении расхода воздуха значительно ниже, чем у обычных вентиляторов (рисунок 10.28);

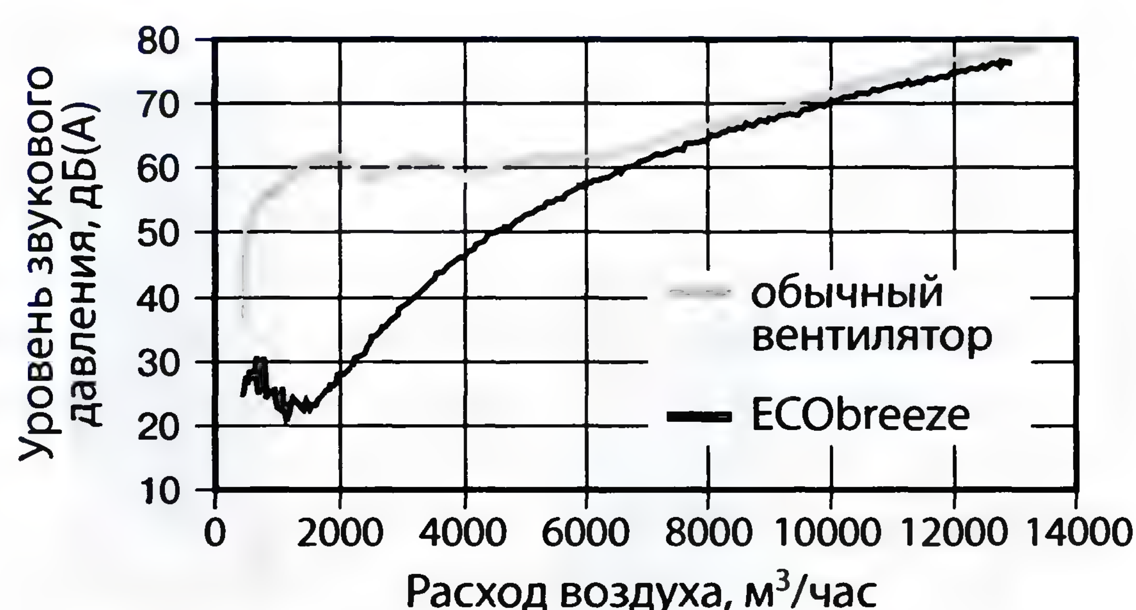


Рисунок 10.28. Уровень звукового давления при работе обычного вентилятора и вентилятора EcoBreeze

— плавный пуск без резких скачков потребляемой мощности (рисунок 10.29).

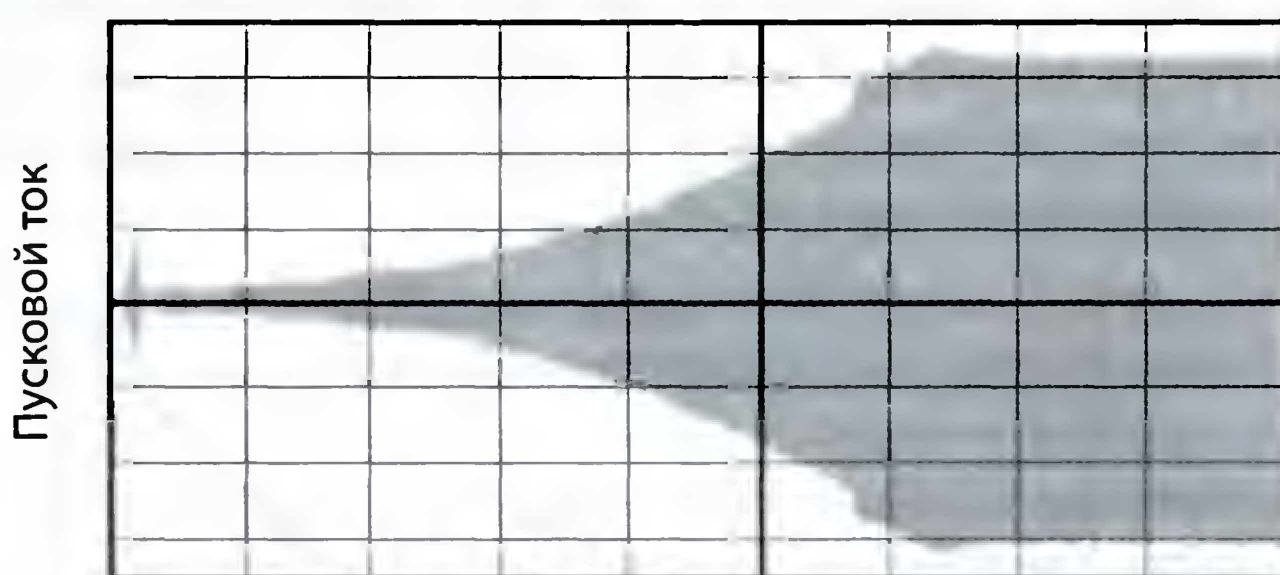


Рисунок 10.29. Изменение пускового тока вентилятора EcoBreeze

Таким образом, по сравнению с осевыми вентиляторами, укомплектованными традиционными трехфазными асинхронными электродвигателями с частотным преобразователем, достигается более существенная экономия электрической энергии, снижение уровня звуковой мощности, создаваемой вентиляторами, уменьшаются пусковые токи, увеличивается срок службы вентилятора (свыше 80000 часов) за счет отсутствия щеток в электродвигателе, что снижает износ компонентов двигателя на протяжении его эксплуатации.

SPIN чиллеры имеют встроенный гидромодуль без аккумулирующего бака. Новая концепция гидромодуля с использованием резервного насоса получила название Hydropack. Еще одно энергосберегающее решение, примененное в SPIN чиллерах, — распределение максимального расхода охлаждаемой в испарителе воды на несколько насосов, работающих совместно параллельно. Для повышения надежности работы чиллера, уменьшения расхода электроэнергии, потребляемой насосами, при регулировании холодопроизводительности применяется в зависимости от типоразмера чиллера от двух (один резервный) до шести насосов. При выходе из строя одного из двух циркуляционных насосов расход воды составляет не менее 60% от максимального значения, что обеспечивает более высокую надежность по сравнению с одним насосом большего типоразмера. Для более высокой надежности в блоках с двумя основными насосами может быть предусмотрен третий резервный насос, что гарантирует расчетное значение расхода при выходе из строя одного из насосов, так как третий резервный насос включается в этом случае автоматически. Для чиллеров средней холодопроизводительности гидромодуль включает три основных насоса.

В чиллерах большой холодопроизводительности используются такие версии Hydropack — 4 основных насоса, 4 основных насоса + 2 резервных, 6 основных насосов (рисунок 10.30). При остановке одного насоса из четырех обеспечивается нормальная работа системы при расходе воды примерно 80% от расчетного, при выходе одного из шести насосов расход воды составляет 90% от максимального значения.

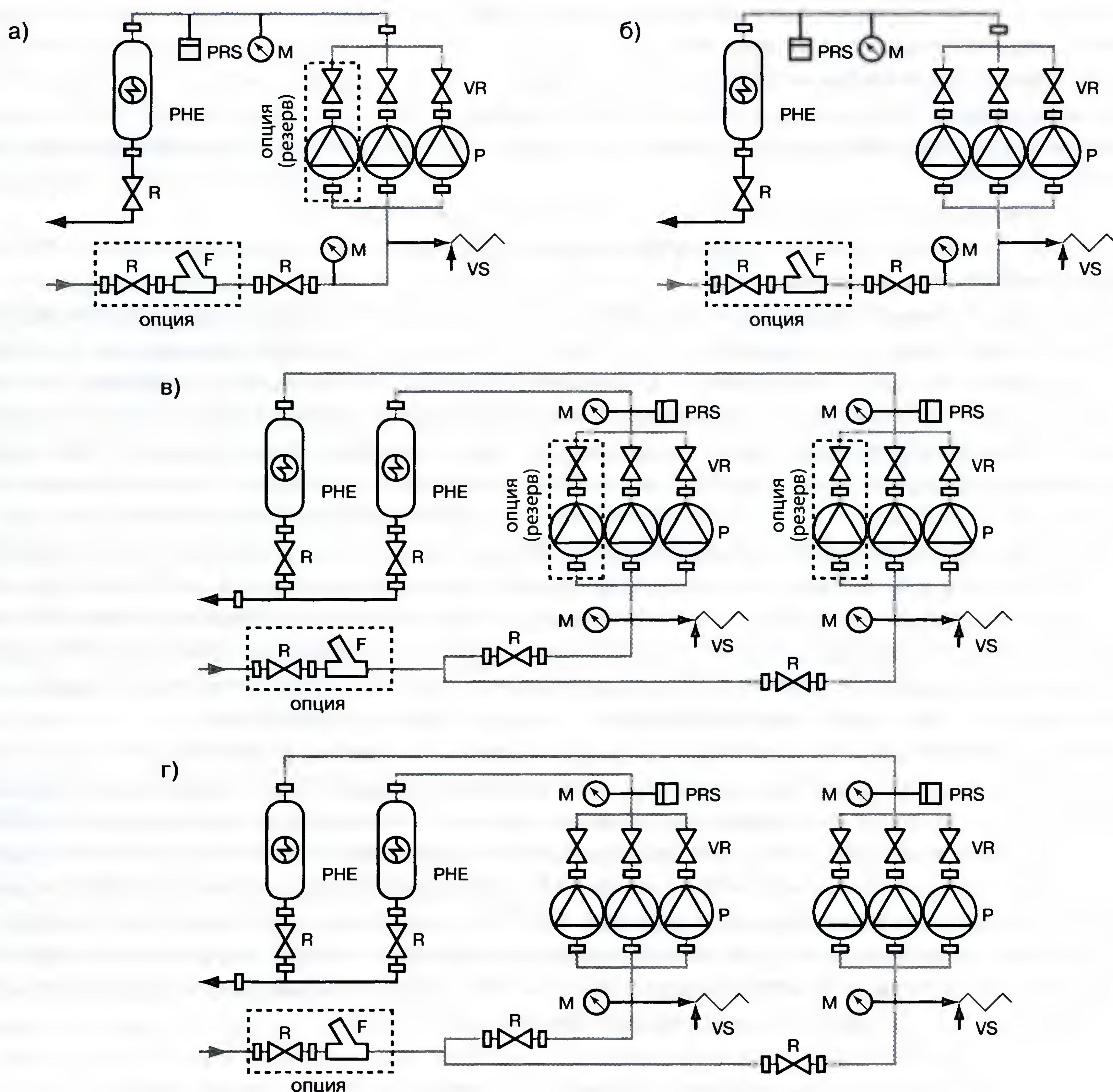


Рисунок 10.30. Схемы встроенного гидромодуля Hydropack SPIN чиллеров:

а) 2 насоса +1 резервный; б) 3 насоса; в) 4 + 2 резервных насоса; г) 6 насосов.

R — запорные клапаны; F — стальной сетчатый фильтр (поставляется по специальному заказу); M — манометры; VS — предохранительные клапаны (6 бар); P — высокопроизводительные электрические насосы в одном корпусе с одним ротором; VR — обратные клапаны; PRS — датчик заполнения системы (блокирует работу насоса при отсутствии воды); PHE — испаритель

Модуль управления блока всегда сигнализирует об остановке вышедшего из строя насоса, в гидромодулях с резервными насосами они включаются автоматически при выходе из строя основных. В версиях с несколькими основными насосами по запросу может быть поставлен резервный насос (не в сборе), замена которого может быть выполнена всего за несколько минут благодаря простому устройству подключения.

Все основные компоненты гидромодуля, включая предварительно установленные элементы подключений, соединены посредством быстроразъемных муфтовых соединений вместо традиционных сварных, развальцованных и резьбовых, что дает пользователю очевидные преимущества:

— они легко демонтируются, что удобно для пользователя;
— затраты времени сокращаются на 90%;
— не требуется привлечение специального персонала;
— значительно упрощается извлечение отдельных компонентов;
— уменьшается масса, так как при одинаковых размерах труб соединения весят в два раза меньше, чем фланцевые;
— используются стандартные компоненты, всегда имеющиеся в продаже.

Упрощается монтаж чиллера: подключение сводится только к подсоединению водяных трубопроводов и подключению к электросети.

Модульная система насосов позволяет автоматически уменьшать расход воды в системе при повышении температуры воды выше рабочих пределов. Устройство оказывается особенно полезным во время пусков после выходных дней и длительных простоев. Когда температура воды в контуре охлаждения особенно высока, удается избежать нежелательной остановки чиллера в связи с превышением рабочих параметров, а также вмешательства персонала для повторного пуска оборудования. Встроенный гидромодуль Hydropack может быть использован в системах с переменным расходом воды, что достигается за счет ступенчатого включения или отключения отдельных насосов.

Работу всех элементов чиллера, включая вентиляторы и насосы, контролирует общая микропроцессорная система управления, обеспечивая таким образом их согласованную работу, взаимодействие и оптимальные параметры работы установки. Использование электронного управления с помощью микропроцессорных контроллеров дает дополнительную экономию электроэнергии за счет комплексной оптимизации всех параметров работы чиллера с целью достижения максимального значения холодильного, а для тепловых насосов — и теплового коэффициента.

Высокая эффективность спиральных компрессоров, объединение двух или трех спиральных компрессоров единым холодильным контуром, снижение расхода электроэнергии при регулировании производительности осевых вентиляторов охлаждения конденсаторов с использованием ECM технологии, экономия электроэнергии при работе насосов обусловили высокие значения холодильного и теплового коэффициентов SPIN чиллера. На рисунке 10.25 представлены графики изменения холодильного коэффициента SPIN чиллера (EER) при изменении глубины регулирования его холодопроизводительности для соответствующей температуры воздуха на входе в конденсатор. Большую часть времени работы чиллера значения холодильного коэффициента агрегата значительно выше, чем при максимальной холодопроизводительности.

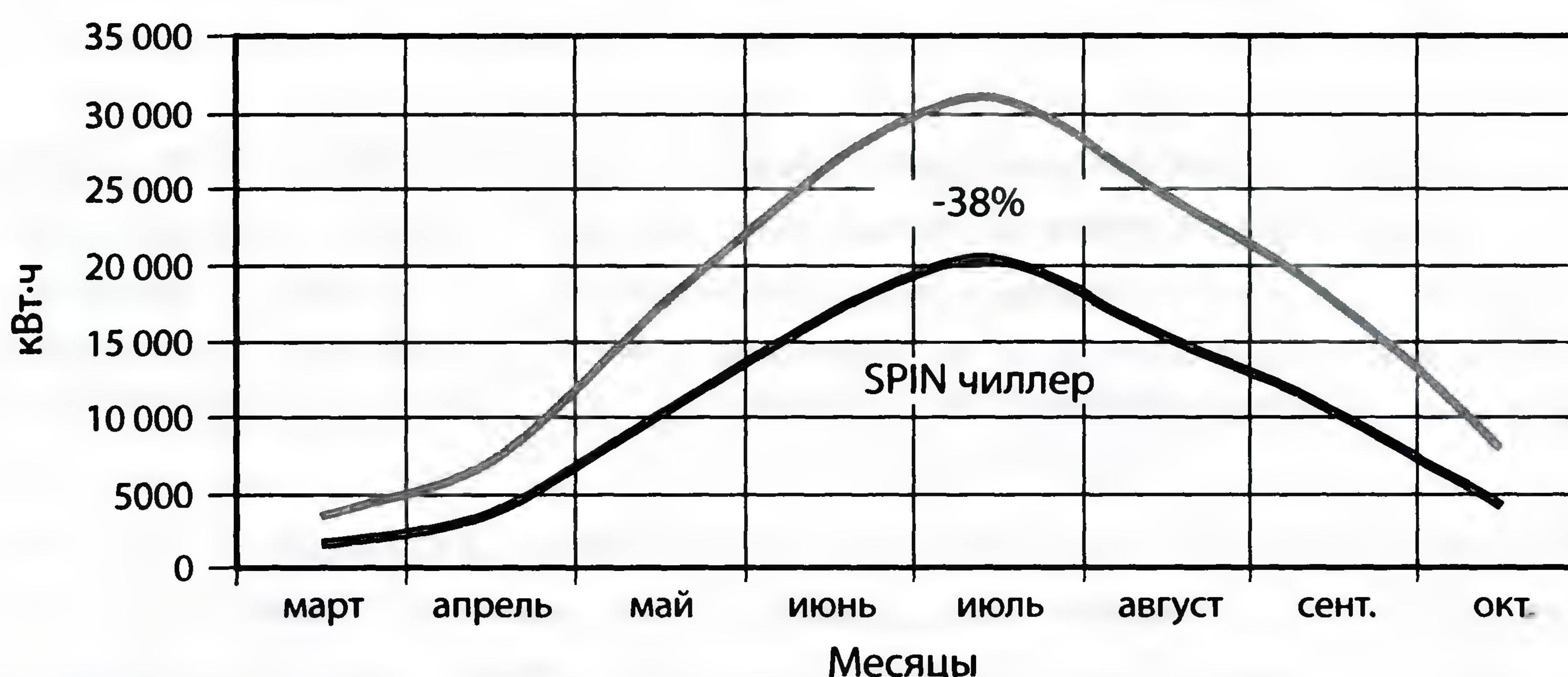


Рисунок 10.31. Общий расход электроэнергии, потребляемый SPIN-чиллером и обычным чиллером

Благодаря реализации энергосберегающих мероприятий SPIN чиллеры работают более эффективно, чем обычные чиллеры, в течение всего времени эксплуатации, в том числе и при пониженной нагрузке. Общий расход электроэнергии, потребляемой SPIN чиллером за сезон охлаждения,

меньше на 38%, чем расход электроэнергии, потребляемой обычным чиллером аналогичной холодопроизводительности при работе в одинаковых условиях (рисунок 10.31). В системе охлаждения со SPIN чиллером (холодопроизводительность 380 кВт), годовая экономия электроэнергии составила порядка 70000 кВт·ч. Снижение эксплуатационных затрат за счет экономии электроэнергии и повышения надежности работы способствует быстрой окупаемости единовременных затрат в системе кондиционирования воздуха.

Чиллеры со свободным охлаждением

В холодный период года в некоторых помещениях зданий определенного назначения может потребоваться охлаждение при значительных тепловыделениях и незначительных теплопотерях. Это — внутренняя зона крупных торговых центров с искусственным освещением, помещения автозалов и серверных телефонных станций с постоянными в течение года тепловыделениями от стоек и серверов, помещения серверных, компьютерных центров управления, производственные помещения с постоянными технологическими тепловыделениями большой площади. Использование искусственного холода с помощью холодильных машин в холодное время года при низких значениях температуры наружного воздуха является расточительным.

Принцип свободного охлаждения заключается в использовании естественного источника холода — наружного воздуха в холодное и переходное время года. Этот принцип используют уже достаточно давно в шкафных кондиционерах. В настоящее время его начали применять в так называемых, чиллерах «свободного охлаждения». Работа чиллера в режиме свободного охлаждения позволяет значительно снизить потребление электроэнергии в течение года. Когда температура наружного воздуха ниже, чем температура холодной воды на выходе из системы холодоснабжения, возможно полностью или частично охлаждать холодоноситель в дополнительном теплообменнике воздух/холодоноситель за счет теплопередачи от охлаждаемой воды к наружному воздуху. В качестве холодоносителя в контуре «испаритель — дополнительный теплообменник» используются незамерзающие растворы, например, этиленгликоль, концентрация которого выбирается в зависимости от температуры наружного воздуха для данного географического пункта.

CLIVET выпускает чиллеры серии SPIN WSAT-SC холодопроизводительностью от 180 до 1150 кВт, работающие в энергосберегающем режиме свободного охлаждения. Были проведены замеры на трех аналогичных компьютерных центрах, работающих круглосуточно 365 дней в году в трех разных городах с разными климатическими характеристиками: Стокгольме, Цюрихе и Лондоне. В зданиях источником холода служит чиллер со «свободным охлаждением» холодопроизводительностью 419 кВт. На рисунке 10.32 представлены диаграммы с результатами достигнутой экономии электроэнергии в год за счет использования «свободного охлаждения» для трех городов. Экономия электроэнергии в год составила для Стокгольма 448606 кВт ч, для Цюриха — 356094 кВт ч и для Лондона — 284846 кВт ч, что эквивалентно соответственно 55605 EUR, 44138 EUR и 35307 EUR.

Чиллер со «свободным охлаждением» работает в трех режимах:

— охлаждение холодоносителя за счет искусственного холода, получаемого при работающем компрессоре (теплый период года);
— комбинированное охлаждение за счет искусственного холода и природного холода наружного воздуха (переходный период);
— природного холода наружного воздуха (холодный период).

Переключение режимов осуществляется с помощью двухпозиционного трехходового клапана. В теплый период года трехходовой клапан закрывает проход холодоносителя через дополнительный теплообменник «свободного охлаждения», в переходный и холодный период — открывает проход холодоносителя через дополнительный теплообменник. Переключение ходов трехходового клапана осуществляется автоматически с помощью микропроцессора по сигналу датчика темпера-

туры наружного воздуха. Принцип работы чиллера со свободным охлаждением в соответствующих режимах представлен на рисунках 10.33, 10.34, 10.35.

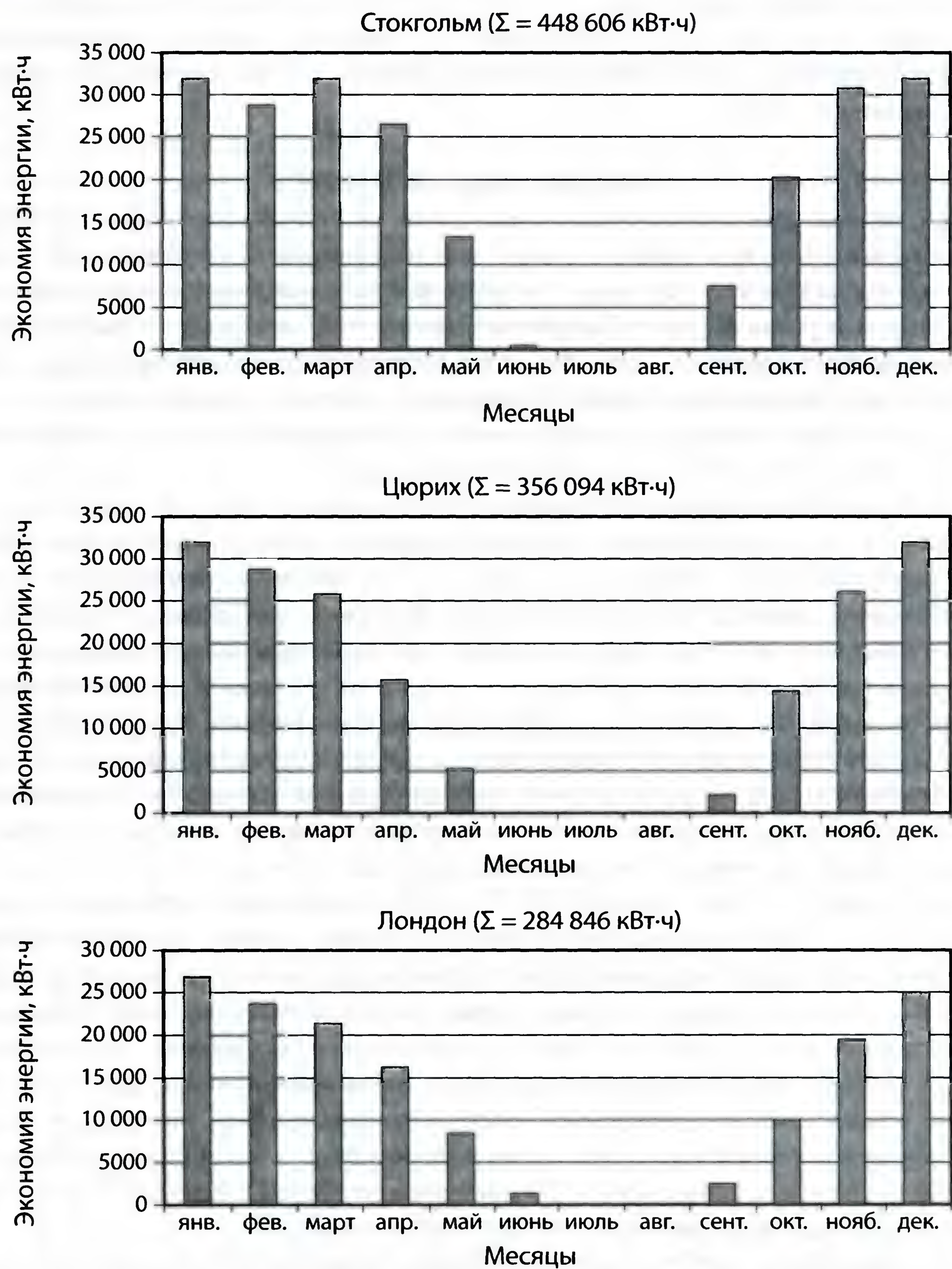


Рисунок 10.32. Экономия энергии, кВт.ч, в компьютерных центрах гг. Стокгольма, Цюриха, Лондона за год при использовании «свободного охлаждения»

а) режим искусственного охлаждения (теплый период) (рисунок 10.33).
компрессор работает в соответствии с изменяющейся нагрузкой в системе холодоснабжения;
циркуляционный насос обеспечивает циркуляцию холодоносителя через испаритель холодильной машины;
вентилятор охлаждения конденсатора работает в переменном режиме, расход охлаждающего воздуха изменяется в зависимости от температуры наружного воздуха;

незамерзающий раствор этиленгликоля, а не вода, как для обычных чиллеров, циркулирует через испаритель холодильной машины, минуя дополнительный теплообменник свободного охлаждения.

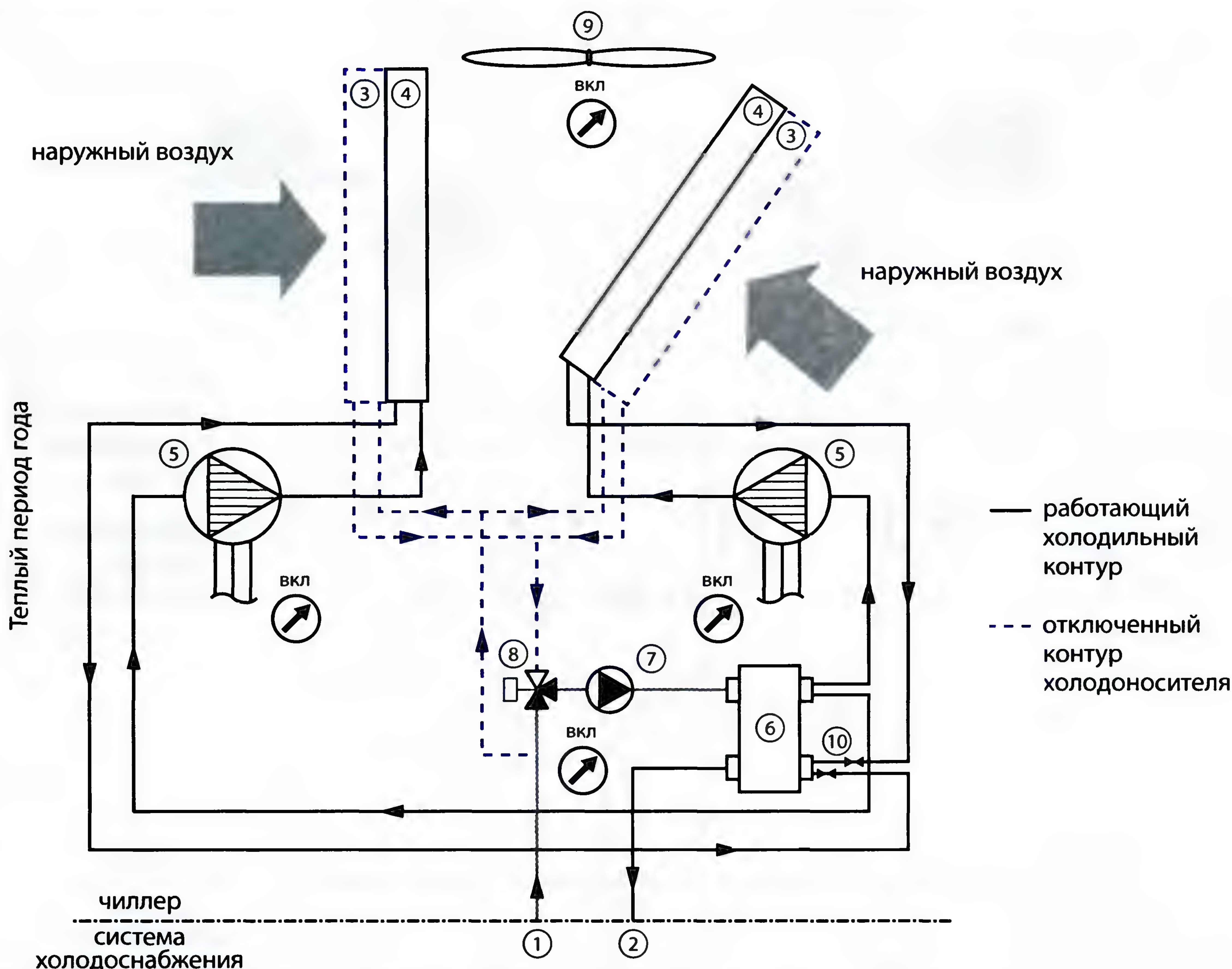


Рисунок 10.33. Схема работы чиллера со «свободным охлаждением» в теплый период года:
1 — вход холодоносителя в чиллер; 2 — выход холодоносителя из чиллера; 3 — дополнительный теплообменник «свободного охлаждения»; 4 — конденсатор; 5 — компрессор; 6 — испаритель; 7 — циркуляционный насос; 8 — трехходовой клапан; 9 — вентилятор охлаждения конденсатора; 10 — терморегулирующий вентиль

б) комбинированный режим искусственного и естественного охлаждения (переходный период) (рисунок 10.34):

холодоноситель предварительно частично охлаждается в теплообменнике «свободного охлаждения» и затем поступает в испаритель холодильной машины, где охлаждается до необходимой температуры;

компрессор работает в переменном режиме с частичной нагрузкой, чтобы обеспечить полное охлаждение холодоносителя, потребляемая мощность уменьшается пропорционально уменьшающейся холодопроизводительности чиллера;

циркуляционный насос обеспечивает циркуляцию холодоносителя через теплообменник «свободного охлаждения» и испаритель холодильной машины;

вентилятор обеспечивает охлаждение воды в теплообменнике «свободного охлаждения» и охлаждение конденсатора при максимальной скорости вращения.

Доля экономии искусственного холода за счет «свободного охлаждения» от расчетного расхода холода изменяется от 0 до 100% в зависимости от разности начальной температуры охлаждаемой воды и температуры наружного воздуха.

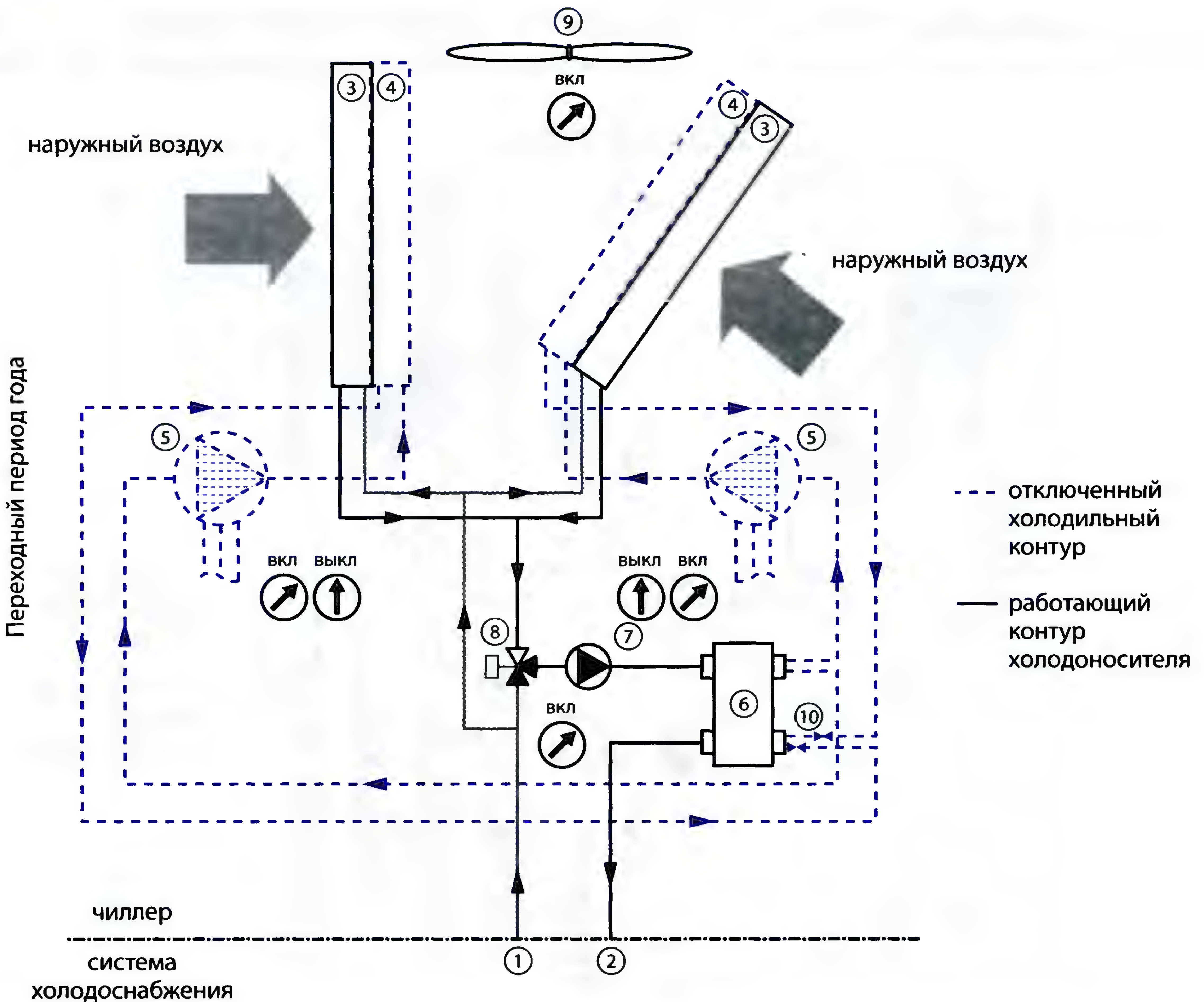


Рисунок 10.34. Схема работы чиллера со «свободным охлаждением» в переходный период года:
1 — вход холодоносителя в чиллер; 2 — выход холодоносителя из чиллера; 3 — дополнительный теплообменник «свободного охлаждения»; 4 — конденсатор; 5 — компрессор; 6 — испаритель; 7 — циркуляционный насос; 8 — трехходовой клапан; 9 — вентилятор охлаждения конденсатора; 10 — терморегулирующий вентиль

в) режим естественного охлаждения (холодный период) (рисунок 10.35):
компрессор отключен, мощность, потребляемая компрессором, равна нулю;
холодоноситель полностью охлаждается в теплообменнике «свободного охлаждения», но также проходит через испаритель холодильной машины;
циркуляционный насос обеспечивает циркуляцию холодоносителя через теплообменник «свободного охлаждения» и испаритель холодильной машины;
вентилятор обеспечивает охлаждение воды в теплообменнике «свободного охлаждения» при регулируемой скорости вращения.

При достаточно низкой температуре наружного воздуха и значительной разности установленного значения начальной температуры охлаждаемой воды (уставка) и температуры наружного воздуха температура холодоносителя может опуститься ниже уставки. В этом случае микропроцессор уменьшает скорость вращения вентилятора до полной его остановки. Если при полностью выключенных вентиляторах температура холодоносителя продолжает падать, микропроцессор переключает трехходовой клапан на летний режим и включается компрессор.

Установка теплообменника «свободного охлаждения» до теплообменника конденсатора по ходу воздуха способствует предварительному нагреванию наружного воздуха и обеспечивает работу холодильной машины при низких температурах наружного воздуха.

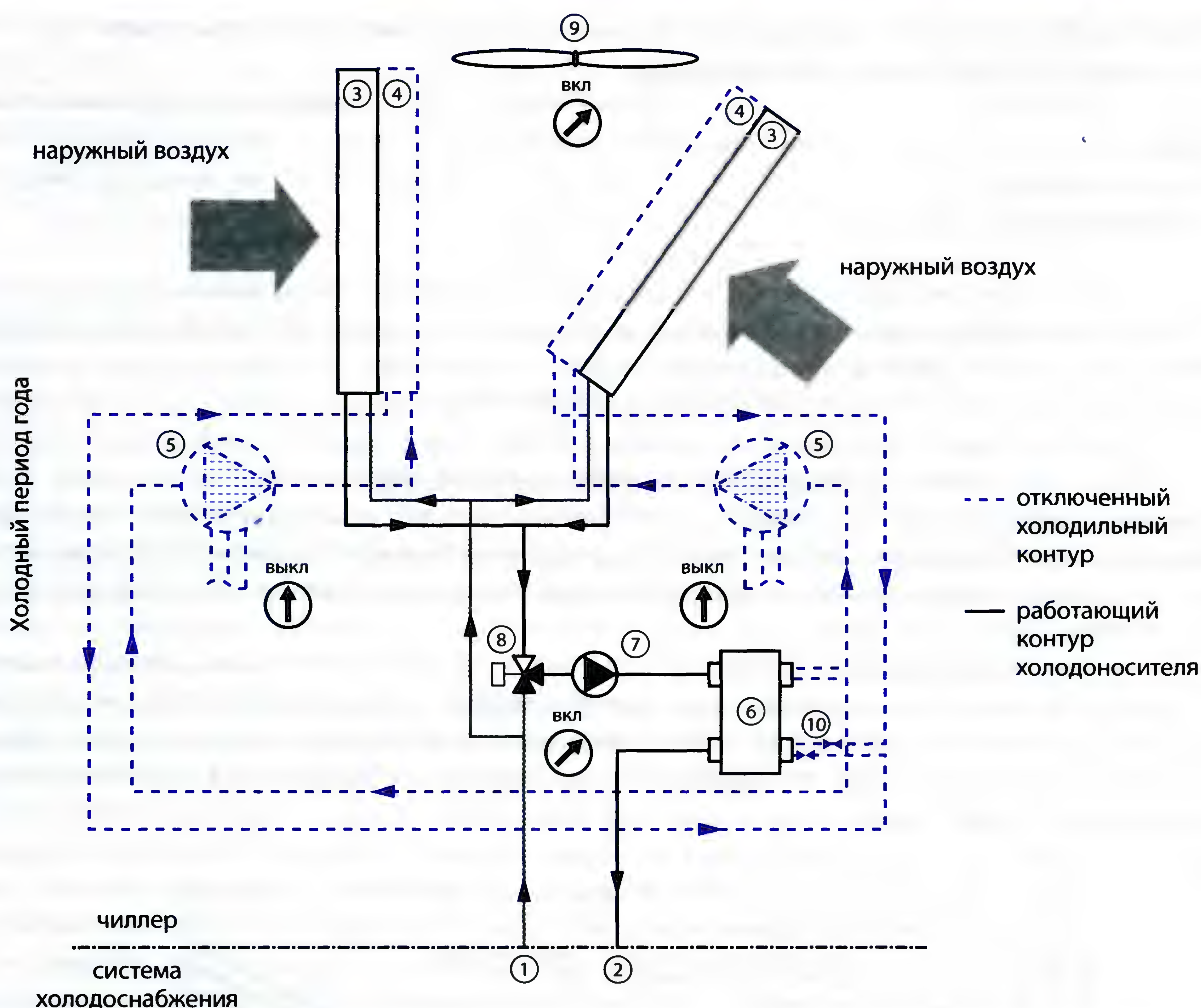


Рисунок 10.35. Схема работы чиллера со «свободным охлаждением» в холодный период года:
1 — вход холодоносителя в чиллер; 2 — выход холодоносителя из чиллера; 3 — дополнительный теплообменник «свободного охлаждения»; 4 — конденсатор; 5 — компрессор; 6 — испаритель; 7 — циркуляционный насос; 8 — трехходовой клапан; 9 — вентилятор охлаждения конденсатора; 10 — терморегулирующий вентиль

Концентрация этиленгликоля подбирается с учетом температуры замерзания раствора, которая выбирается в зависимости от расчетной температуры наружного воздуха для данной местности. Потери давления в гидравлической сети следует определять при теплофизических характеристиках холодоносителя, соответствующих концентрации раствора, они будут выше, чем при использовании чистой воды. Либо необходимо вводить повышающие коэффициенты на потери давления, определенные для воды. Циркуляционный насос также следует подбирать для условий перемещения жидкости с более высоким значением плотности, чем чистая вода, корректируя соответствующую характеристику насоса. Следует также вводить поправочные коэффициенты на холодопроизводительность чиллера и потребляемую им мощность. Например, при использовании 30% раствора этиленгликоля, поправочный коэффициент на холодопроизводительность составляет 0,95, на потребляемую мощность компрессором — 1,03.

Пример 10.1.

Определить параметры работы чиллера WSAT-SC 150F SC с опцией «свободного охлаждения» при температуре охлаждаемого холодоносителя (30% раствор этиленгликоля) 15–10°С, температуре наружного воздуха — 30°С.

Таблица 10.1. Изменение параметров работы чиллера со «свободным охлаждением» при использовании 30% раствора этиленгликоля

Тип чиллера	Стандартный чиллер	Чиллер со «свободным охлаждением»
Обозначение	WSAT-SC S 150F SC	WSAT-SC FCD150F SC
Холодопроизводительность, кВт	440,4	440,4x0,95=418,0 кВт
Потребляемая мощность компрессором	123,5 кВт	123,5x1,03=127,2 кВт

При подборе циркуляционного насоса необходимо учитывать потери давления в теплообменнике «свободного охлаждения» и в трехходовом клапане, так как при недоучете потерь давления возможно уменьшение расхода холодоносителя при переключении с летнего режима на переходный и зимний режимы и увеличение перепада конечной и начальной температуры холодоносителя. В то же время надо проверить положение рабочей точки насоса в режиме искусственного охлаждения, когда потери давления в гидравлической сети уменьшаются на величину потерь в теплообменнике свободного охлаждения и увеличивается расход холодоносителя, что также нежелательно. Следует в гидравлическом контуре предусмотреть автоматический балансировочный клапан, обеспечивающий постоянство перепада давлений в гидравлической сети и постоянный расход холодоносителя.

В режиме комбинированной выработки холода для определения доли расхода холода, покрываемого за счет «свободного охлаждения», используется график на рисунке 10.36. Расход природного холода, или экономия искусственного холода, определяется в зависимости от перепада температуры холодоносителя на выходе из системы холодоснабжения и температуры наружного воздуха и типоразмера чиллера.

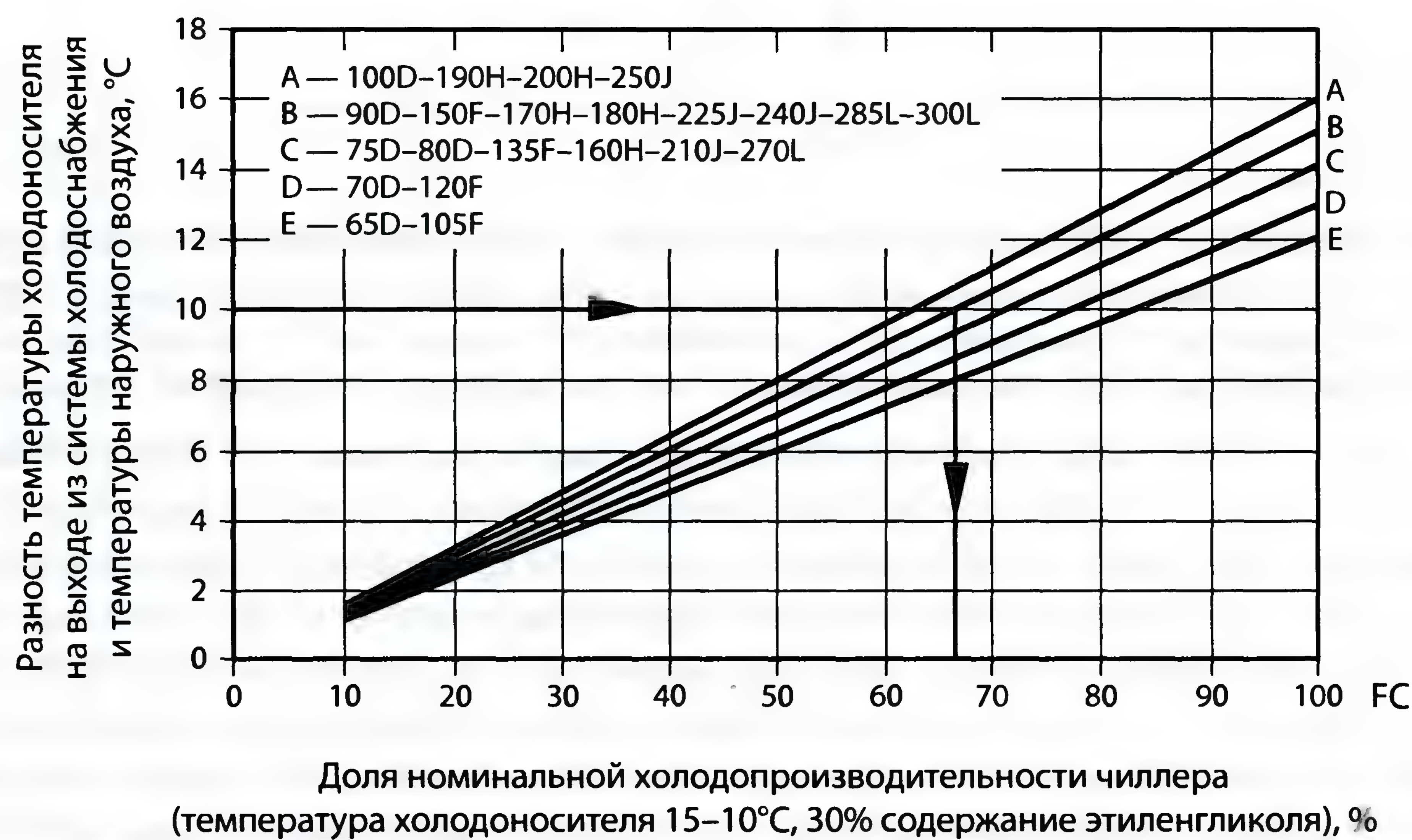


Рисунок 10.36. Доля номинальной холодопроизводительности чиллера, покрываемой за счет холода наружного воздуха:

ΔT — разность температуры холодоносителя на выходе из системы холодоснабжения и температуры наружного воздуха; FC — доля номинальной холодопроизводительности чиллера (температура холодоносителя 15–10°С, 30% содержание этиленгликоля), покрываемой за счет холода наружного воздуха, %

Пример 10.2.

Вычислить экономию искусственного холода при температуре наружного воздуха 5°С в чиллере WSAT-SC FCD150F SC, если параметры холодоносителя, 30% раствора этиленгликоля, составляют

15–10°С. Номинальная холодопроизводительность при тех же условиях, но при температуре наружного воздуха 0°С, ниже которой для этого типоразмера чиллера он работает в режиме естественного охлаждения, составляет 418,7 кВт.

Перепад температуры холодоносителя на выходе из системы холодоснабжения и текущей температуры наружного воздуха составляет:

$$\Delta t = t_{вк} - t_{н} = 15 - 5 = 10°C.$$

По графику на рисунке 10.36 экономия искусственного холода составляет 66,5% или:

$$Q_{вх} = 418{,}7 \times 0665 = 278{,}44 \text{ кВт}.$$

Температурный режим работы холодильной машины

Характеристики парокомпрессионной холодильной машины — холодопроизводительность, потребляемая мощность, холодильный коэффициент — определяются температурным режимом ее работы, а именно значениями следующих температур: температуры испарения, температуры конденсации, температуры всасывания паров рабочего вещества в компрессор, температуры переохлаждения жидкого рабочего вещества. Как правило, при подборе холодильной машины задаются ориентировочными значениями этих температур, определяемыми в зависимости от температуры охлаждаемой и охлаждающей сред. От выбора этих значений в значительной степени зависит правильный расчет и подбор холодильной машины и ее надежная эксплуатация.

Особенностью хладоагента R407C является то, что он является смесью нескольких хладоагентов с разными теплофизическими свойствами и испаряется в некотором температурном диапазоне, а не при постоянной температуре (как происходит с другими хладоагентами, не являющимися смесями R22, R134a). Это явление называется температурной текучестью: R407C испаряется в температурном диапазоне 4,4°С (например, испарение начинается при температуре 3°С, а заканчивается при температуре выше 7°С). Явление температурной текучести следует учитывать при подборе поверхностного воздухоохладителя и компрессорно-конденсаторного блока с хладоагентом R407C. Для хладоагента R407C можно говорить только о среднем значении температуры испарения, которая и принимается при расчете фреонового воздухоохладителя. При выборе компрессора используется температура насыщенных паров хладоагента при давлении всасывания в компрессор, определяемая по таблице 10.2.

Таблица 10.2. Значения температуры насыщенных паров хладоагента R407C при давлении всасывания и соответствующая средняя температура испарения

Температура насыщенных паров хладоагента R407C при давлении всасывания, °С	3	5	7	8	9,5	12
Средняя температура испарения, °С	1	3	5	6	7,5	10

Когда теплота в испаритель холодильной машины подводится от жидкого теплоносителя (случай водоохлаждающей холодильной машины — чиллера) — воды, водного раствора этиленгликоля, — то температура испарения может быть определена из соотношения, °С:

$$t_{и} = t_{срж} - (5 \div 8), \qquad (10.14)$$

где $t_{срж}$ — средняя температура жидкости на входе и выходе из испарителя:

$$t_{срж} = \frac{t_{wн} + t_{wк}}{2}. \qquad (10.15)$$

Для кондиционеров сплит систем, устанавливаемых в помещении, полный перепад температуры (разность температуры воздуха на входе в испаритель и температуры испарения) составляет от 16 до 20°С, а перепад температур охлаждаемого воздуха в испарителе, $\Delta t_в = 6 \div 10$°С [31].

Несмотря на то, что обычно перепад температуры воздуха в расчетном режиме в фреоновом воздухоохладителе больше, чем во внутреннем блоке кондиционера сплит-системы, температура испарения может быть также определена из соотношения:

$$t_и = t_{вн} - (16 \div 20), \qquad (10.16)$$

где $t_{вн}$ — начальная температура воздуха на входе в испаритель, °С.

При охлаждении воздуха в фреоновом воздухоохладителе некоторые авторы рекомендуют принимать температуру испарения [67]:

$$t_и = t_{срв} - 10, \qquad (10.17)$$

где $t_{срв}$ — средняя температура воздуха на входе и выходе из испарителя, °С:

$$t_{срв} = \frac{t_{вн} + t_{вк}}{2}. \qquad (10.18)$$

У фреоновых воздухоохладителей центральных кондиционеров начальная температура воздуха на входе в воздухоохладитель соответствует температуре наружного воздуха, и в расчетном режиме, как видно из рекомендуемых соотношений, для средней, а тем более для южной полосы России, никогда не будет близка к значению 5°С, которое обычно принимают при расчете фреонового воздухоохладителя. Эта температура должна определяться в каждом конкретном случае с учетом климатических характеристик местности и условий работы воздухоохладителя центрального кондиционера (см. Главу 8). Существуют верхние ограничения этого значения, определяемые производителями: обычно для хладоагента R407C максимальная температура насыщенных паров хладоагента при давлении всасывания составляет 14,5 °С, для хладоагента R22 максимальное значение температуры испарения — 12,5°С.

Если теплота конденсации отводится водой, то температура конденсации, °С:

$$t_к = t_{срw} + (5 \div 8), \qquad (10.19)$$

где $t_{срw}$ — средняя температура воды на входе и выходе из конденсатора; предельное значение разности температуры конденсации и средней температуры охлаждающей воды $\Delta t_{wк} = 8$–10°С, перепада температуры воды в конденсаторе — $\Delta t_к = 5$–8°С.

При использовании водопроводной воды для охлаждения конденсатора принимают начальную температуру $t_{wн} = 20$°С, а при использовании оборотной воды, охлаждаемой в мокрой градирне, начальная температура воды определяется:

$$t_{wн} = t_{мтн} + (3 \div 4), °С, \qquad (10.20)$$

где $t_{мтн}$ — расчетная температура наружного воздуха по «мокрому» термометру для теплого периода.

Когда теплота от конденсатора отводится воздухом, то температура конденсации, °С:

$$t_к = t_{срв} + (8 \div 5), \qquad (10.21)$$

перепад температуры воздуха в конденсаторе: $\Delta t_к = 6 \div 10$ °С.

Начальную температуру воздуха на входе в конденсатор при охлаждении наружным воздухом принимают равной расчетной температуре наружного воздуха для теплого периода, принятой при проектировании системы кондиционирования воздуха для соответствующего географического пункта.

Температуру всасывания паров рабочего вещества в компрессор определяют, °C:

$$t_{1'} = t_{и} + (5 \div 10). \quad (10.22)$$

Перегрев на всасывании необходим для того, чтобы обеспечить безопасную работу компрессора, так как попадание жидкости в цилиндр поршневого компрессора может привести к гидравлическому удару, для других типов компрессоров попадание жидкости тоже нежелательно.

Температуру переохлаждения жидкого хладоагента перед регулирующим вентилем определяют при воздушном охлаждении конденсатора:

$$t_{3'} = t_{к} - (4 \div 7), \quad (10.23)$$

при водяном охлаждении конденсатора:

$$t_{3'} = t_{к} - (2 \div 3). \quad (10.24)$$

Приведенные перепады температур являются ориентировочными, они зависят от рабочего вещества, типа теплообменников испарителя и конденсатора.

Подбор холодильной машины

Подбор холодильных машин производится одним из трех методов:

— путем пересчета холодопроизводительности с рабочего режима на спецификационный, указанный в каталоге;
— по графическим характеристикам холодильных машин или по таблицам;
— по теоретической объемной подаче компрессора, входящего в комплект холодильной машины.

Перерасчет холодопроизводительности с рабочего режима на спецификационный, указанный в каталогах, проводится по формуле:

$$Q_x^c = Q_x^p \frac{\lambda^c q_x^c \sigma_1^p}{\lambda^p q_x^p \sigma_1^c}, \quad (10.25)$$

где Q_x — холодопроизводительность, Вт;

λ — коэффициент подачи компрессора;

q_x — удельная холодопроизводительность, кДж/кг;

σ — удельный объем рабочего вещества в точке всасывания его в компрессор, м^3/кг;

параметры с верхним индексом ^{p} (рабочий) соответствуют рабочему режиму работы парокомпрессионной машины;

параметры с верхним индексом ^{c} (спецификационный) соответствуют температурному режиму работы, при котором приведено значение холодопроизводительности в каталоге.

Значения q_x, λ, σ_1 определяют по таблицам состояния рабочего вещества или на основе построения цикла изменения состояния хладоагента на lgP-i диаграмме.

Второй способ подбора и определения текущих значений тепло- и холодопроизводительности по таблицам или графикам является наиболее простым и употребительным. Он чаще всего применяется для чиллеров и компрессорно-конденсаторных блоков. Таблицы для соответствующих чиллеров и компрессорно-конденсаторных блоков приводятся в каталогах фирм производителей.

Наиболее точным является третий метод, основанный на тепловом расчете холодильного цикла агрегата в расчетном режиме.

Исходными данными для расчета являются:

— количество вырабатываемого холода Q_x, определяемое как сумма затрат холода на обработку воздуха в центральном кондиционере, в системе холодоснабжения местных агрегатов и потерь холода в изолированных трубопроводах (10% от затрат);
— температура холодной воды на входе и выходе из системы холодоснабжения поверхностных воздухоохладителей $t_{wн}$ и $t_{wк}$ для водоохлаждающих холодильных машин;
— температура воздуха на входе и выходе из фреонового воздухоохладителя $t_{вн}$ и $t_{вк}$;
— способ охлаждения конденсатора холодильной машины и температура охлаждающей среды (воды или воздуха).

Задачей точного теплового расчета холодильной машины является определение требуемой объемной подачи компрессора, его подбор, определение тепловой нагрузки на конденсатор и испаритель, подбор конденсатора и испарителя. Чаще всего в инженерной практике ограничиваются подбором холодильной машины по таблицам или графикам, предоставляемым производителем оборудования.

Подбор чиллера

Выбор типа чиллера, варианта исполнения, конфигурации зависит от многих факторов, определяющими из которых являются экономические показатели:

— стоимость основного и дополнительного оборудования, включая то, что не входит в основной комплект, например, антивибрационные опоры, насосы, градирни, трубы, арматура и т.д;
— стоимость строительной площади, занимаемой оборудованием;
— стоимость монтажа оборудования (часто проектировщик, отказываясь от готовых гидромодулей с целью уменьшения стоимости оборудования, забывает о том, что затраты на монтаж готового модуля значительно меньше затрат на монтаж сборного гидромодуля из отдельных элементов);
— стоимость электроэнергии, потребляемой чиллером, гидромодулем, контуром охлаждения конденсатора, дополнительными насосами и т. д. (часто в погоне за снижением инвестиционных вложений принимается наихудший вариант с максимальными затратами электроэнергии в процессе эксплуатации);
— стоимость сэкономленной тепловой энергии за счет применения теплового насоса в режиме отопления, регенерации теплоты конденсации полной или частичной, стоимость сэкономленного холода за счет «свободного охлаждения»;
— стоимость водоподготовки при использовании водяного охлаждения конденсатора;
— затраты на ремонт и межремонтное обслуживание, зависящие от типа применяемого компрессора.

Кроме того, при выборе чиллера следует учитывать и нестоимостные показатели, которые косвенно влияют на стоимостные:

— срок службы оборудования, надежность системы (резервирование);
— соотношение между холодильной и тепловой нагрузкой на систему кондиционирования воздуха в здании;
— место установки чиллера с учетом требований заказчика, удобства монтажа и техобслуживания, акустических требований и т. д.;
— тип периферийного оборудования.

Часто и необоснованно заказчику предлагают сравнение вариантов систем кондиционирования воздуха только по одному экономическому показателю — инвестиционным вложениям, что неверно. Следует комплексно оценивать все показатели, учитывая приоритеты, определяемые заказчиком (см. Главу 2). Чиллеры, в которых реализованы энергосберегающие мероприятия, всегда будут

дороже традиционных чиллеров. Однако экономия электроэнергии, достигаемая в случае применения энергосберегающих чиллеров, уменьшает срок окупаемости единовременных затрат и обеспечивает снижение эксплуатационных затрат в процессе эксплуатации.

При выборе типа чиллера необходимо обращать внимание на тип компрессора, отдавая предпочтение спиральным и винтовым, имеющим срок службы больше, чем у поршневых компрессоров. Следует проанализировать необходимость применения теплового насоса, регенерации теплоты, заказывая чиллер в соответствующем варианте исполнения.

После определения типа устанавливаемого чиллера подбирается его типоразмер по величине холодопроизводительности. В каталоге для соответствующего типа чиллера приводятся общие технические характеристики для стандартного режима работы при температуре охлаждаемой воды на выходе и входе в испаритель 7/12°С, температуре воздуха на входе в конденсатор 35°С для соответствующего хладоагента. Для условий, отличающихся от стандартных (другое значение температуры воды на входе и выходе из испарителя и температуры воздуха на входе в конденсатор), в каталоге имеются таблицы с данными по холодопроизводительности и потребляемой мощности компрессорами для различных вариантов исполнения, а для тепловых насосов также с данными по теплопроизводительности и потребляемой мощности в зависимости от температуры и относительной влажности воздуха на входе в испаритель и начальной и конечной температуры воды в конденсаторе для соответствующего хладоагента.

Подбор типоразмера чиллера следует проводить по таблицам. Для особых условий эксплуатации следует вводить поправочные коэффициенты на холодопроизводительность, а также мощность, потребляемую компрессором:

— при загрязнении испарителя;

— при использовании водных растворов этиленгликоля.

Поправочные коэффициенты при загрязнении испарителя (термическое сопротивление более $0{,}44 \cdot 10^{-4}$ м^2·°С/Вт) приведены в таблице 10.3.

Таблица 10.3. Поправочные коэффициенты при загрязнении испарителя (термическое сопротивление более $0{,}44 \cdot 10^{-4}$ м^2°С /Вт) для WSAT 81-242

Коэффициенты загрязнения испарителя	Поправочные коэффициенты	
	Теплообменник со стороны воды	
м^2°С /Вт	F1	FK1/FT1
$0{,}44 \times 10^{-4}$	1	1
$0{,}88 \times 10^{-4}$	0,97	0,99
$1{,}76 \times 10^{-4}$	0,94	0,98

F1 — Поправочные коэффициенты для холодопроизводительности

FK1 — Поправочные коэффициенты для потребляемой компрессором мощности

FT1 — Поправочные коэффициенты для полной потребляемой блоком мощности

Одним из методов предотвращения замерзания раствора в испарителе является использование незамерзающих жидкостей в виде водного раствора этиленгликоля или пропиленгликоля. В блоках серии WRH незамерзающий раствор может использоваться также и в контуре конденсатора. Физические характеристики водных растворов отличаются от физических характеристик чистой воды, поэтому технические характеристики чиллера при работе на незамерзающем растворе будут другими при том же температурном режиме работы чиллера. При использовании водных растворов этиленгликоля вводятся поправочные коэффициенты на холодопроизводительность и мощность, потребляемую компрессором, расход охлаждающей жидкости и потери давления в испарителе. Возможно три случая применения незамерзающих растворов:

— при сезонной остановке чиллера, расположенного вне здания (при отрицательных температурах наружного воздуха), когда система заполнена жидкостью;
— при использовании охлаждающей жидкости с температурой ниже 4°С для чиллеров варианта исполнения В;
— в чиллерах «свободного охлаждения».

Таблица 10.4. Поправочные коэффициенты (относительно воды) на параметры чиллера WSAN 2.9092.200 при работе на водных растворах этиленгликоля

Концентрация водного раствора этиленгликоля, %	10	20	30	40
Температура замерзания, °С	–4,4	–9,4	–15,6	–24,4
Безопасная температура, °С	+1	–4	–10	–19
Холодопроизводительность, Ff	0,998	0,97	0,955	0,935
Мощность, потребляемая компрессором, Fe	0,99	0,985	0,98	0,97
Расход раствора этиленгликоля, Fp	1,01	1,028	1,064	1,081
Перепад давления, Fdp	1,029	1,152	1,31	1,481

В таблице 10.4 приведены поправочные коэффициенты, соответствующие стандартному температурному режиму работы чиллера: температура воды 7/12°С и воздуха 35°С, при изменении процентного содержания этиленгликоля для предотвращения замерзания при сезонной остановке. Если условия эксплуатации отличаются от стандартных, то поправочные коэффициенты будут отклоняться от приведенных значений, но отклонения эти настолько малы, что их допускается не учитывать. Поправочные коэффициенты определяют в зависимости от концентрации раствора при предельной температуре замерзания, которая принимается ниже на 5–6°С расчетной температуры наружного воздуха в данном географическом пункте. Находят значения поправочных коэффициентов:
Ff — на холодопроизводительность;
Fe — на мощность, потребляемую компрессором;
Fp — на расход раствора;
Fdp — на потери давления в испарителе.

Эквивалентную производительность определяют делением требуемой холодопроизводительности на поправочный коэффициент Ff. По значению эквивалентной холодопроизводительности подбирается типоразмер чиллера, определяется фактическая эквивалентная производительность и другие характеристики. На все табличные значения вводятся соответствующие поправочные коэффициенты.

Пример 10.3.

Требуемая холодопроизводительность чиллера 300 кВт при стандартном температурном режиме. Расчетная температура наружного воздуха —19°С, ей соответствует температура замерзания –24°С и концентрация этиленгликоля 40%.

Поправочные коэффициенты равны: Ff = 0,968, Fe = 0,981, Fp = 1,124, Fdp = 1,243.

Эквивалентная холодопроизводительность 300/0,968 = 309,9 кВт. Принимаем чиллер 2.140 с холодопроизводительностью 320,5 кВт при стандартном температурном режиме.

Фактически чиллер обеспечит следующие параметры работы:
— холодопроизводительность 320,5×0,968 = 310,24 кВт;
— мощность, потребляемая компрессором 110,7×0,981 = 108,6 кВт;
— расход водного раствора 55,1×1,124 = 61,95 м^3/час (17,2×1,124 = 19,33 л/с);
— потери давления в испарителе 45×1,243 кПа.

Максимальная рекомендуемая концентрация этиленгликоля 40%, ей соответствует температура наружного воздуха, при которой возможна безопасная эксплуатация –19°С. При более низкой

температуре наружного воздуха следует сливать жидкость из испарителя и других частей гидравлического контура при размещении оборудования снаружи здания.

В таблице 10.5 приведены поправочные коэффициенты при использовании в качестве охлаждающей жидкости водного раствора этиленгликоля определенной концентрации в зависимости от температуры раствора на выходе из испарителя в том случае, когда блок используется для получения температуры раствора на выходе от +5°С до –4°С.

Таблица 10.5. Поправочные коэффициенты на параметры чиллера WRA 292-604 (вариант исполнения В при использовании раствора этиленгликоля с температурой ниже +4°С)

To	ПРОЦЕНТНОЕ ВЕСОВОЕ СОДЕРЖАНИЕ ЭТИЛЕНГЛИКОЛЯ															
	10%				20%				30%				40%			
	Ff	Fe	Fp	Fdp	Ff	Fe	Fp	Fdp	Ff	Fe	Fp	Fdp	Ff	Fe	Fp	Fdp
4	0,897	0,931	0,912	0,921	0,881	0,917	0,909	1,036	0,844	0,904	0,900	1,123	0,791	0,876	0,904	1,181
3	0,868	0,904	0,884	0,876	0,852	0,890	0,880	0,989	0,815	0,876	0,869	1,067	0,766	0,849	0,877	1,120
2	0,840	0,890	0,854	0,832	0,823	0,876	0,850	0,942	0,791	0,863	0,843	1,021	0,746	0,835	0,855	1,079
1	0,811	0,876	0,825	0,788	0,795	0,863	0,822	0,895	0,766	0,849	0,816	0,976	0,721	0,822	0,828	1,038
0					0,770	0,849	0,796	0,847	0,741	0,835	0,791	0,931	0,701	0,808	0,805	0,998
–1					0,741	0,835	0,768	0,806	0,717	0,822	0,764	0,885	0,680	0,794	0,782	0,957
–2					0,717	0,822	0,742	0,765	0,692	0,808	0,737	0,845	0,655	0,781	0,754	0,916
–3					0,692	0,794	0,718	0,742	0,672	0,781	0,717	0,805	0,635	0,767	0,732	0,876
–4					0,663	0,781	0,693	0,683	0,647	0,767	0,691	0,765	0,614	0,753	0,709	0,836

To — температура раствора этиленгликоля на выходе;
Ff — Поправочный коэффициент для холодопроизводительности;
Fe — Поправочный коэффициент для мощности, потребляемой компрессором;
Fp — Поправочный коэффициент для расхода раствора этиленгликоля;
Fdp — Поправочный коэффициент для перепада давления.

Пример 10.4.

Подобрать чиллер с холодопроизводительностью 62 кВт для следующих условий:
— температура раствора +1÷–4°С;
— температура наружного воздуха 35°С;
— предельная температура замерзания раствора принимается ниже на 5–8°С ;
— температура замерзания равна –4+–8=–12, что соответствует 40% раствору этиленгликоля.

По таблице 10.4 определяют поправочные коэффициенты:

Ff= 0,968, Fe=0,981, Fp=1,124, Fdp=1,243.

После выбора типоразмера чиллера определяются характеристики, необходимые для дальнейшего проектирования системы кондиционирования воздуха: гидравлические, акустические и электрические.

Расход охлаждаемой воды, проходящей через испаритель чиллера, кг/с:

$$G_и = \frac{3{,}6 Q_x}{c_x (t_{жк} - t_{жн})}, \quad (10.26)$$

где Q_x — холодопроизводительность чиллера, кВт;

c_x — удельная теплоемкость воды, кДж/кг К;

$t_{жк}$, $t_{жн}$ — начальная и конечная температура жидкости в испарителе, °С.

Для чиллеров с водяным охлаждением следует определить расход воды в контуре конденсатора, кг/с:

$$G_к = \frac{3,6Q_т}{c_ж(t_{wк} - t_{wн})},\qquad(10.27)$$

где Q_m — количество теплоты, отводимое в конденсаторе, определяемое из теплового баланса холодильной машины или теплопроизводительность чиллера, работающего в режиме теплового насоса, кВт;

$c_ж$ — удельная теплоемкость жидкости, используемой для охлаждения конденсатора или в качестве теплоносителя, кДж/кг К;

$t_{wк}$, $t_{wн}$ — начальная и конечная температура жидкости в конденсаторе, °С.

Потери давления в испарителе определяются по графику для соответствующего типоразмера чиллера в зависимости от расхода чистой воды. При заполнении контура незамерзающими растворами можно определить расход чистой воды и ввести поправочные коэффициенты на расход и потери давления в испарителе, определенные по графику из каталога. Аналогично определяются потери давления в конденсаторе.

В чиллерах со встроенным гидромодулем следует подобрать тип насоса по характеристикам, приводимым в каталоге, проверить расширительный и аккумулирующий баки, настройку предохранительного клапана.

Для расчета уровня звукового давления шума в помещении машинного зала, соседних помещениях, снаружи здания, следует определить по соответствующим таблицам каталога уровень звуковой мощности по октавным полосам шума, излучаемого чиллером, и уровень звукового давления на определенном расстоянии от чиллера.

Выбор электрических подключений проводится на основании электрических характеристик:
— F.L.A ток при полной нагрузке, А;
— L.R.A ток при заторможенном роторе, А;
— F.L.I мощность, потребляемая при полной нагрузке, кВт;
— M.I.C максимальный пусковой ток, А, отдельно для компрессоров, вентиляторов и всего блока.

Общая потребляемая мощность чиллером при условиях работы отличных от табличных определяется сложением мощности, потребляемой компрессором для данных условий работы, вентилятором при полной нагрузке, насосом для чиллеров со встроенным гидромодулем.

Холодоснабжение поверхностных воздухоохладителей прямого расширения

Для непосредственного охлаждения воздуха (фреоновый воздухоохладитель) используют компрессорно-конденсаторные блоки, соединяемые трубопроводами хладоагента и соединительным комплектом с фреоновым воздухоохладителем (испарителем холодильной машины).

Типология компрессорно-конденсаторных блоков CLIVET

Компрессорно-конденсаторные блоки представляют собой объединенные в единый блок такие элементы холодильной машины, как компрессор, конденсатор, вентилятор для охлаждения конденсатора и элементы обеспечения контроля и безопасности работы компрессора блока, блок управления.

В зависимости от производительности компрессорно-конденсаторные блоки комплектуются тремя типами компрессоров: герметичными поршневыми компрессорами для малой производительности, спиральными компрессорами для малой и средней производительности, полугерметичными поршневыми компрессорами для большой производительности. Спиральные компрессоры, как более эффективные в определенном диапазоне производительности по сравнению с поршневыми, практически заменили последние.

Маркировка компрессорно-конденсаторного блока обычно отражает тип установленного компрессора, за исключением чиллеров со спиральными компрессорами. Блоки с поршневыми комп-

рессорами однозначно обозначаются как MCAT, MCA, MCH. Маркировка компрессорно-конденсаторного блока со спиральными компрессорами может быть MCAT, MCA, MCH для малых типоразмеров и MSAT, MSAN — для средних типоразмеров. Маркировка компрессорно-конденсаторных блоков, в которых используется в качестве хладоагента R22, с цифрой 1, например, MSAT-1, R407; с цифрой 2, например, MSAT-2, R134a; с цифрой 3, например, MSAT-3.

Типология (классификация) компрессорно-конденсаторных блоков, выпускаемых CLIVET в настоящее время, представлена на рисунке 10.37.



Рисунок 10.37. Типология компрессорно-конденсаторных блоков

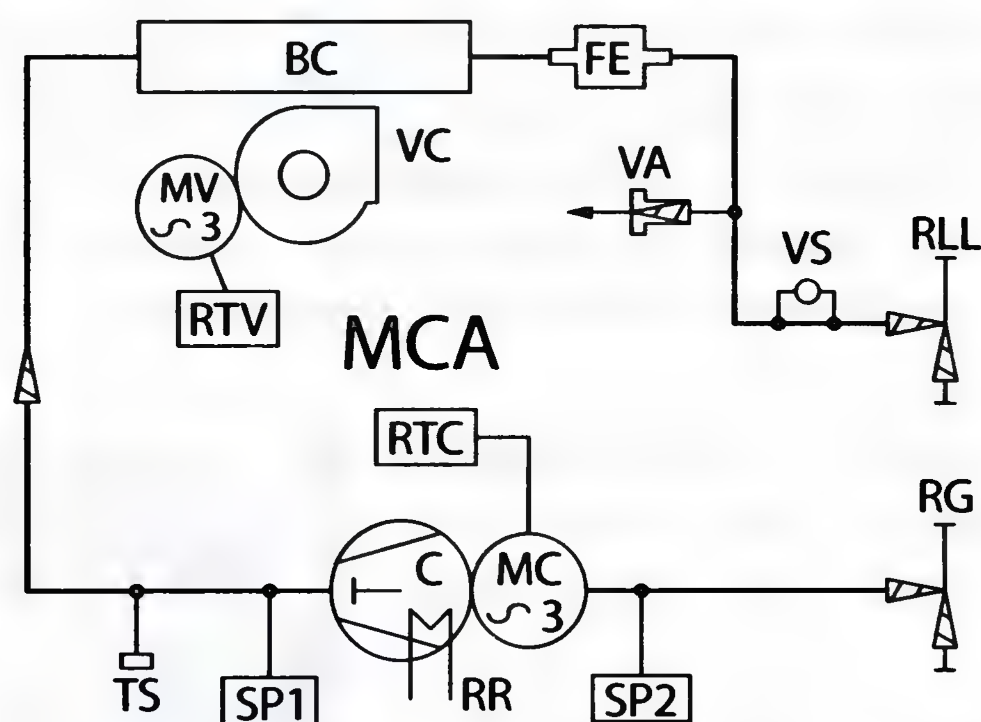


Рисунок 10.38 Схема холодильного контура компрессорно-конденсаторного блока MCA (режим холодильной машины):

BC — теплообменник (конденсатор); C — компрессор; FE — фильтр-осушитель; RG — соединение газовой линии; RLL — соединение жидкостной линии; MC — электродвигатель компрессора; MV — электродвигатель вентилятора; RTC — тепловое реле защиты электродвигателя компрессора; RTV — тепловое реле защиты электродвигателя вентилятора; VC — вентилятор; VA — защита по высокому давлению; VS — смотровое стекло; RR — подогреватель картера

Компрессорно-конденсаторные блоки CLIVET выпускаются в двух исполнениях: с функцией холодильной машины MSAT, MCAT, MCA, MCH и с функциями холодильной машины и теплового насоса MSAN, MCN. Схема холодильного контура компрессорно-конденсаторного блока MCA (режим холодильной машины) представлена на рисунке 10.38, схема холодильного контура компрессорно-конденсаторного блока MCN (а — режим холодильной машины, б — режим теплового насоса) представлена на рисунке 10.39.

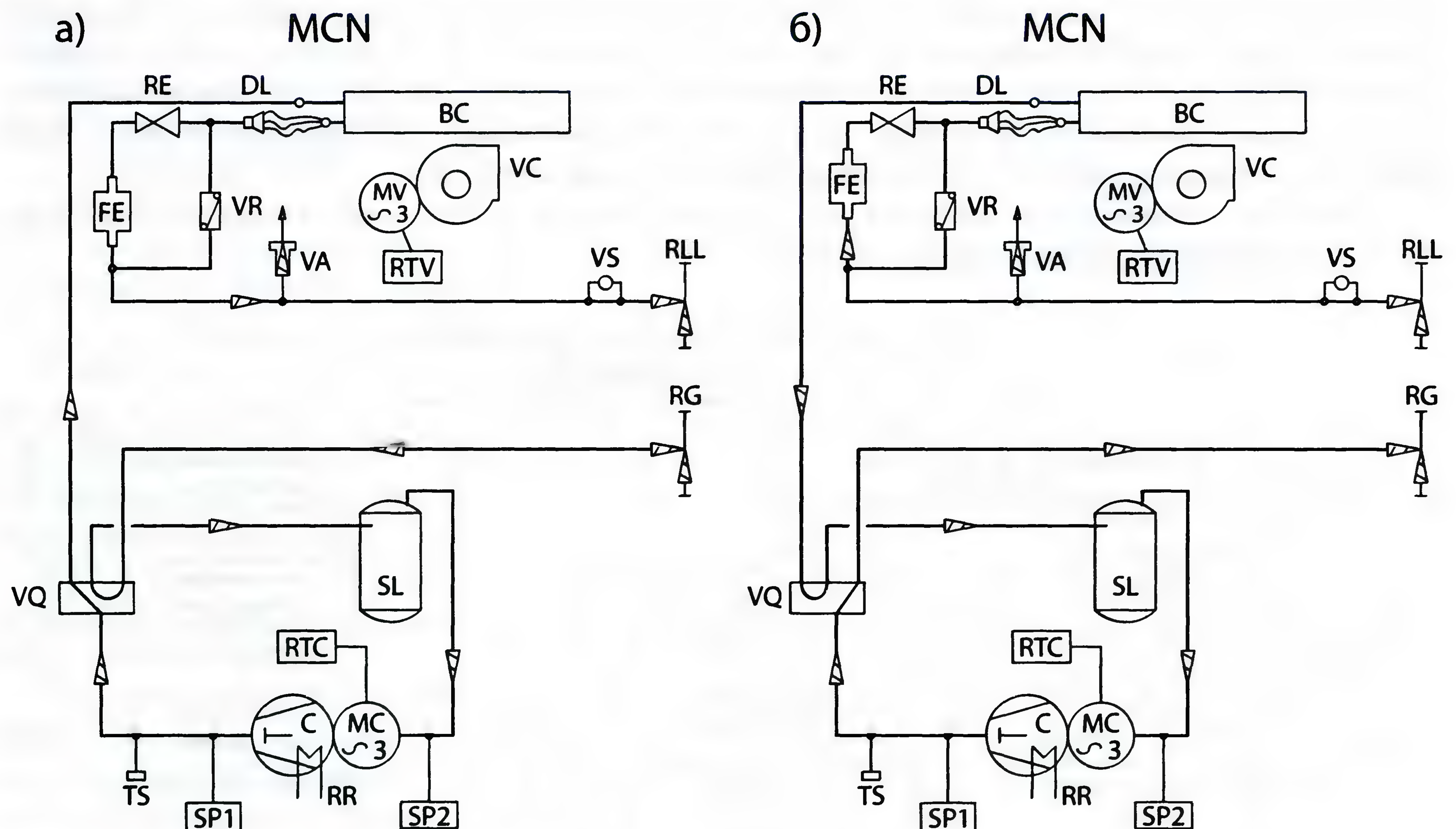


Рисунок 10.39. Схема холодильного контура компрессорно-конденсаторного блока MCN:

а) режим холодильной машины; б) режим теплового насоса; BC — теплообменник (конденсатор, испаритель); C — компрессор; FE — фильтр-осушитель; RG — соединение газовой линии; RLL — соединение жидкостной линии; MC — электродвигатель компрессора; MV — электродвигатель вентилятора; VR — обратный клапан; RTC — тепловое реле защиты электродвигателя компрессора; RTV — тепловое реле защиты электродвигателя вентилятора; VA — защита по высокому давлению; VC — вентилятор; VS — смотровое стекло; RR — подогреватель картера; AL — ресивер жидкостной линии; DL — распределитель жидкой фазы; RE — дроссельное устройство; VQ — четырехходовой клапан реверсирования цикла

В компрессорно-конденсаторных блоках с воздушным охлаждением конденсатора и с функцией теплового насоса предусмотрено реверсирование холодильного цикла.

В зависимости от способа охлаждения, конденсатора компрессорно-конденсаторные блоки разделяются на агрегаты с воздушным охлаждением конденсатора и с водяным охлаждением конденсатора. Наибольшее применение находят компрессорно-конденсаторные блоки с воздушным охлаждением конденсатора, когда теплота от конденсатора отводится воздухом, чаще наружным. Это способ отвода теплоты требует установки компрессорно-конденсаторного блока снаружи здания или применения специальных мероприятий, обеспечивающих такой способ охлаждения.

Компрессорно-конденсаторные блоки выпускаются с осевыми вентиляторами и с центробежными вентиляторами. Компрессорно-конденсаторные блоки



Компрессорно-конденсаторный блок с осевыми вентиляторами

с осевыми вентиляторами имеют маркировку MSAT, MSAN, MCAT. Осевые вентиляторы не могут работать на вентиляционную сеть, поэтому такие блоки устанавливаются только снаружи здания, при этом ничто не должно мешать поступлению воздуха в конденсатор и выбросу его вентиляторами. Компрессорно-конденсаторные блоки с осевыми вентиляторами и спиральными компрессорами до типоразмера 242 включительно изготавливаются в стандартном варианте исполнения S со стандартной конфигурацией ST, так как спиральные компрессоры отличает низкий уровень звуковой мощности, и для условий эксплуатации при умеренном климате T.

Компрессорно-конденсаторные блоки с осевыми вентиляторами и спиральными компрессорами типоразмера 292-604 изготавливают в вариантах исполнения: стандартном S и с частичной регенерацией теплоты D (25% от теплоты конденсации), со стандартной конфигурацией ST, так как спиральные компрессоры отличает низкий уровень звуковой мощности, и для условий эксплуатации при умеренном климате T. Блоки имеют два холодильных контура, в каждом из которых установлены один или два спиральных компрессора.

Компрессорно-конденсаторные блоки с осевыми вентиляторами и полугерметичными поршневыми компрессорами MCAT 2.70-2.120 изготавливают в различных вариантах исполнения: S — стандартный, R — с полной регенерацией теплоты, D — с частичной регенерацией теплоты. В варианте исполнения компрессорно-конденсаторного блока A — теплота конденсации передается наружному воздуху и безвозвратно теряется. В вариантах исполнения компрессорно-конденсаторного блока R и D — устанавливаются дополнительные кожухотрубные теплообменники на нагнетательной линии после компрессора перед основным воздушным конденсатором, дублирующие конденсатор полностью в варианте R (использование 100% теплоты конденсации для нагревания воды) или частично в варианте D (использование 15 теплоты конденсации для нагревания воды). Конфигурация компрессорно-конденсаторного блока может быть аналогична конфигурации чиллера: ST — стандартная; SC — с пониженным уровнем шума, что достигается устройством звукопоглощающего кожуха для компрессора и глушителей на линии нагнетания горячего газа; LN — с пониженным уровнем шума за счет звукопоглощающего кожуха компрессора, глушителей на линии нагнетания горячего газа и пониженной скорости вращения осевого вентилятора конденсатора по сравнению со стандартной конфигурацией; EN — со значительным снижением уровня шума, что достигается устройством звукопоглощающего кожуха для компрессора, увеличением площади живого сечения конденсатора для прохода воздуха и понижением скорости вращения осевого вентилятора, а также установкой компрессора на пружинные антивибрационные опоры, применением гибких вставок на нагнетательных и всасывающих трубопроводах холодильного контура. Если есть ограничения по уровню звукового давления снаружи здания, необходимо выполнить расчет уровня звукового давления шума, излучаемого компрессорно-конденсаторным блоком, и при необходимости применить блоки специальной конфигурации.

В каталоге для соответствующего типа и типоразмера компрессорно-конденсаторного блока приведены значения уровня звуковой мощности по октавным полосам и общий уровень средневзвешенного звукового давления, измеренный на высоте 1 м от поверхности блока, при полной и частичной нагрузке (50%).

В каталоге в зависимости от конфигурации компрессорно-конденсаторного блока приведен диапазон рабочих температур, в частности, максимальная температура воздуха на входе в конденсатор. При расчетной температуре наружного воздуха выше 35°C значительно снижается холодопроизводительность компрессорно-конденсаторного блока и ухудшаются условия теплообмена в конденсаторе. В зависимости от условий эксплуатации выпускают блоки для стандартной температуры среды T и для высокой температуры среды H, в последнем случае выполняют конденсатор с увеличенной поверхностью теплообмена. При этом для высокой температуры среды конфигурация с пониженным уровнем шума LN и со значительным снижением уровня шума EN отсутствуют.

Компрессорно-конденсаторные блоки с центробежными вентиляторами MCA, MCN предназначены для установки внутри здания. Основные требования к этим блокам: компактность и низкий уровень шума, связанные с установкой внутри помещения. В компрессорно-конденсаторных блоках данного типа используются центробежные вентиляторы двухстороннего всасывания с низкой скоростью вращения, типоразмеры 21 и 31 имеют спиральный компрессор, отличающийся низким уровнем шума, в типоразмерах с герметичным поршневым компрессором он помещен в специальный звукоизолирующий кожух. Габариты блоков минимизированы за счет применения поверхностных конденсаторов, состоящих из медных змеевиков с оребрением из алюминиевых пластин. При выборе данного типа компрессорно-конденсаторного блока и его размещении следует обеспечить свободный подвод охлаждающего воздуха к блоку и отвод воздуха, нагретого в конденсаторе, что осуществляется с помощью металлических воздуховодов. Размеры воздуховодов в вентиляционной сети, состоящей из центробежного вентилятора двухстороннего всасывания данного блока, воздухонагревателя (конденсатора блока), воздуховодов, заборной и выпускной вентиляционных жалюзийных решеток назначаются на основе рекомендуемых скоростей движения воздуха в сечении решеток и воздуховодов. Потери давления в вентиляционной сети, определяемые на основе аэродинамического расчета, должны соответствовать давлению, развиваемому центробежным вентилятором, при значении расхода воздуха, охлаждающего конденсатор. Воздуховоды необходимо присоединять к компрессорно-конденсаторному блоку при помощи гибких вставок, чтобы вибрация не передавалась на вентиляционную сеть.

Компрессорно-конденсаторные блоки с водяным охлаждением конденсатора MCH имеют меньшую стоимость, но требуют создания водяного контура для охлаждения конденсатора со всем необходимым оборудованием. Водяной контур выбирается по тем же принципам, как и водяной контур чиллера с водяным охлаждением конденсатора.

Все компрессорно-конденсаторные блоки оснащены микропроцессорными блоками управления, обеспечивающими управление работой блока в соответствии с изменяющимися входными сигналами и температурой наружного воздуха, диагностику состояния отдельных элементов, индикацию параметров работы на внешнем пульте управления, сигнализацию аварийных режимов, передачу данных о состоянии блока в общую систему управления зданием. Микропроцессорный блок управления компрессорно-конденсаторным блоком должен быть связан с блоком управления центрального кондиционера, который обеспечивает его включение или отключение. В блоках с тепловым насосом предусмотрен специальный режим размораживания, обеспечивающий оттаивание внешнего теплообменника за счет реверсирования холодильного цикла.

Подбор фреонового воздухоохладителя и компрессорно-конденсаторного блока

Для регулирования холодопроизводительности фреонового воздухоохладителя предусматривают обводной канал по воздуху с установкой воздушных регулирующих клапанов, применяют двухконтурные воздухоохладители или компрессорно-конденсаторные блоки с перепуском горячего газа.

При использовании двухконтурного фреонового воздухоохладителя и компрессорно-конденсаторного блока каждый из контуров должен иметь свои трубопроводы и соединительный комплект. Трубопроводы разделяются на жидкостный (линия нагнетания после компрессорно-конденсаторного блока) и газовый (линия всасывания перед компрессором). Диаметры трубопроводов принимаются в соответствии с диаметрами присоединительных патрубков компрессорно-конденсаторного блока, указанными в каталоге, диаметр газового трубопровода обычно больше диаметра жидкостного трубопровода. Если диаметр трубопровода не совпадает с диаметром присоединительного патрубка теплообменника испарителя, то предусматривают переходы. При прокладке соединительных трубопроводов следует обеспечить возврат масла в компрессор, для этого газовая линия должна иметь уклон по направлению движения хладоагента, на вертикальных участках должны быть предусмотрены маслоподьемные петли через каждые 6 м по высоте, а также после испарителя.

Имеются ограничения для соответствующих типоразмеров блоков по расстоянию в плане и высоте между компрессорно-конденсаторным блоком и фреоновым воздухоохладителем центрального кондиционера, которые следует учитывать при размещении компрессорно-конденсаторного блока. В качестве расстояния используется эквивалентная длина трубопроводов, учитывающая наряду с геометрической длиной приведенную длину, определяемую в зависимости от количества местных сопротивлений: отводов, переходов с одного диаметра на другой и разветвлений.

Соединительный комплект, поставляемый с компрессорно-конденсаторным блоком включает в себя: терморегулирующий вентиль, электромагнитный клапан, смотровое стекло, фильтр-осушитель, в компрессорно-конденсаторных блоках с регулятором холодопроизводительности («перепуск горячего газа») — узел смешения. Непосредственно перед испарителем на жидкостной линии устанавливают терморегулирующий вентиль (ТРВ) для регулирования заполнения испарителя жидким хладоагентом и поддержания перегрева хладоагента на заданном уровне, обычно используется ТРВ с внешним уравниванием, соответствующий холодопроизводительности компрессорно-конденсаторного блока. Электромагнитный клапан прекращает подачу жидкого хладоагента в испаритель и компрессор при отключении последнего в случае двухпозиционного регулирования. Смотровое стекло позволяет контролировать состояние хладоагента и содержание в нем влаги, фильтр-осушитель предназначен для очистки хладоагента от влаги и загрязнений.

Определяющим при выборе компрессорно-конденсаторного блока является способ охлаждения конденсатора. При выборе типа блока следует учитывать планировку конкретного объекта, возможное место установки блока снаружи здания: на крыше, на стене, на земле, в помещении внутри здания, удаление от центрального кондиционера, возможность использования водяного контура охлаждения конденсатора. При выборе типа компрессорно-конденсаторного блока следует обращать внимание на тип компрессора, отдавая предпочтение спиральным, имеющим срок службы больше, чем у поршневых компрессоров. Следует проанализировать необходимость применения компрессорно-конденсаторного блока с функцией теплового насоса. В комплекте с фреоновыми воздухоохладителями центрального кондиционера в основном применяются компрессорно-конденсаторные блоки, работающие только в режиме охлаждения, так как обычно нет необходимости в переходный период года нагревать наружный воздух в центральном кондиционере. В компрессорно-конденсаторных блоках средней и большой производительности следует проанализировать возможность использования теплоты конденсации хладоагента для нагревания воздуха в воздухонагревателе второго подогрева, который часто становится необходимым после глубокого, практически не регулируемого охлаждения воздуха во фреоновом воздухоохладителе.

Фреоновый воздухоохладитель и компрессорно-конденсаторный блок являются элементами одного единого целого агрегата — воздухоохлаждающей холодильной машины, поэтому расчет и подбор этих элементов следует проводить как единой холодильной машины с определенным температурным режимом работы. Особенность подбора с использованием данных, предоставляемых производителями, является то, что первоначально подбирается испаритель холодильной машины с требуемой поверхностью теплообмена, а затем — конденсатор и компрессор с заданным значением холодопроизводительности при обязательном согласовании параметров температурного режима холодильной машины. Следует принимать при выполнении расчета фреонового поверхностного воздухоохладителя температуру испарения в диапазоне 7,5–10°C (см. Главу 8).

В связи со сложностью зависимостей для определения коэффициента теплопередачи при фазовом переходе хладоагента, обычно выполняют точный расчет фреонового воздухоохладителя с использованием компьютерных программ. Например, может быть использована программа CuAl, разработанная под руководством Бялого Б. И. на основе математической модели процессов тепло- и массообмена в поверхностных теплообменниках, и предлагаемая фирмой «Веза», а также отдельные блоки, встроенные в программы подбора центральных кондиционеров разных производителей, напоминающие «черный ящик».

Исходными данными для расчета фреонового воздухоохладителя с использованием программы CuAl являются:

— начальные параметры воздуха (могут быть заданы два параметра из пяти основных: температура, энтальпия, влагосодержание, относительная влажность, парциальное давление водяного пара в разном сочетании);
— конечная температура воздуха, °С;
— расход воздуха, кг/час;
— тип хладоагента;
— параметры, характеризующие температурный режим работы холодильной машины: температура испарения, температура конденсации, перегрев и переохлаждение;
— расход холода, кВт.

В качестве дополнительного параметра задается допустимое отклонение от заданного значения конечной температуры воздуха.

В результате расчета испарителя определяются:

— конфигурация теплообменника (число ходов, трубок, рядов);
— площадь поверхности теплообмена испарителя, $м^2$;
— расход хладоагента, кг/час;
— массовая скорость воздуха и хладоагента, кг/(с $м^2$);
— уточненные параметры воздуха на выходе из испарителя (температура, энтальпия, влагосодержание, относительная влажность воздуха);
— потери давления по воздуху, Па, и по хладоагенту, кПа;
— изменение температуры хладоагента в испарителе, °С;
— отклонение в % конечной температуры воздуха от заданного значения;
— уточненный расход холода.

Пример 10.5.

Подобрать поверхностный фреоновый воздухоохладитель. Исходные данные для расчета: начальные и конечные параметры воздуха: $i_{вн}$=51,3 кДж/кг, $t_{вн}$=25°С, $i_{вк}$=37,3 кДж/кг, $t_{вк}$=13,9°С, расход воздуха $G_в$=23428 кг/час, расход холода $Q_х$ = 91,2 кВт. Расчет выполнен для двух значений температуры испарения хладоагента: 7,5°С и 10°С. Температура конденсации — 45°С, перегрев и переохлаждение — 5°С. Поверхностный воздухоохладитель разбит на два теплообменника, параллельно соединенных по воздуху. Размеры фронтального сечения одного контура — 133-065.

Результаты расчета для следующих исходных данных при двух значениях температуры испарения хладоагента R22 приведены в таблице 10.6.

Площадь поверхности теплообмена при температуре испарения 10°С требуется больше, чем при температуре испарения 7,5°С, однако в первом случае будет обеспечена лучшая эксплуатация поверхностного воздухоохладителя за счет отсутствия обмерзания при снижении температуры наружного воздуха ниже расчетной.

После расчета фреонового воздухоохладителя подбирается типоразмер компрессорно-конденсаторного блока по величине холодопроизводительности и температуре насыщенных паров хладоагента (для R22 — температуре испарения). В каталоге для соответствующего типа компрессорно-конденсаторного блока и типа хладоагента приводятся общие технические характеристики для стандартного режима работы при температуре насыщенных паров хладоагента, соответствующей давлению всасывания его в компрессор (SST), обычно для R22 (температура испарения) — 7,5°С, для R407C — 9,5°С, а также температуре воздуха на входе в конденсатор 35°С. Для условий, отличающихся от стандартных (другое значение температуры насыщенных паров хладоагента, соответствующее давлению всасывания, и температуры воздуха на входе в конденсатор), в каталоге имеются

Таблица 10.6. Результаты расчета поверхностного фреонового воздухоохладителя по программе CuAl

Температура испарения, °С	7,5	10
Конфигурация теплообменника	08-2,5-08	12-2,5-12
Площадь поверхности теплообмена, м^2	139,4	209,1
Расход хладоагента, кг/час	944	925
Масса, кг	77	107
Массовая скорость хладоагента, кг/(с м^2)	191	187
Энтальпия воздуха после охладителя $i_{вк}$, кДж/кг	38,1	38,5
Температура воздуха после охладителя $t_{вк}$, °С	14,1	13,8
Влагосодержание воздуха после охлаждения d, г/кг	9,5	9,7
Относительная влажность воздуха, %	93,5	97
Потери давления по воздуху, Па	177	258
Потери давления по хладоагенту, кПа	18	23,2
Изменение температуры хладоагента, °С	0,9	1,1
Отклонение конечной температуры, %	8,7	1,4
Расход холода, кВт	43	42

таблицы с данными по холодопроизводительности и потребляемой мощности компрессорами для различных вариантов конфигурации, а для тепловых насосов также с данными по теплопроизводительности и потребляемой мощности в зависимости от температуры воздуха по сухому и мокрому термометру на входе в испаритель и температуры конденсации.

При необходимости может быть выполнен расчет конденсатора с использованием программы CuAl. Исходными данными для расчета конденсатора с использованием программы CuAl являются:
— начальная температура воздуха (расчетная температура воздуха);
— расход хладоагента, полученный из расчета испарителя;
— параметры, характеризующие температурный режим работы холодильной машины: температура испарения, температура конденсации, перегрев и переохлаждение;
— шаг пластин 2,5 мм.

В результате расчета конденсатора определяются:
— конфигурация теплообменника (число ходов, трубок, рядов);
— площадь поверхности теплообмена конденсатора, м^2;
— расход воздуха, охлаждающего конденсатор, $G_{вк}$;
— массовая скорость воздуха и хладоагента, кг/(с м^2);
— температура воздуха на выходе из конденсатора, °С;
— потери давления по воздуху, Па, и по хладоагенту, кПа;
— расход теплоты, отводимой в конденсаторе, кВт.

Пример 10.6.

Результаты расчета конденсатора для данных примера 10.5 при температуре испарения 7,5°С приведены в таблице 10.7.

Для расчета уровня звукового давления шума в помещении машинного зала, соседних помещениях, снаружи здания, следует определить по соответствующим таблицам каталога уровень звуковой мощности по октавным полосам шума, излучаемого компрессорно-конденсаторным блоком, и уровень звукового давления на определенном расстоянии от него (обычно 1 м по высоте).

Таблица 10.7. Результаты расчета конденсатора по программе CuAl

Температура испарения, °С	7,5
Конфигурация теплообменника	ВНФ 053-040-02-2,5-04
Площадь поверхности теплообмена, м²	10x8,5
Расход хладоагента, кг/час	944
Массовая скорость хладоагента, кг/(с м²)	620
Температура воздуха до конденсатора, °С	26,5
Температура воздуха после конденсатора, °С	30,2
Расход воздуха, кг/час	4198
Потери давления по воздуху, Па	103
Потери давления по хладоагенту, кПа	11,3
Расход теплоты, кВт	50

Выбор электрических подключений проводится на основании электрических характеристик:
— F.L.A ток при полной нагрузке, А;
— L.R.A ток при заторможенном роторе, А;
— F.L.I мощность, потребляемая при полной нагрузке, кВт;
— M.I.C максимальный пусковой ток, А, отдельно для компрессоров, вентиляторов и всего блока.

Общая потребляемая мощность компрессорно-конденсаторным блоком с воздушным охлаждением конденсатора при условиях работы, отличных от стандартных, определяется сложением мощности, потребляемой компрессорами в конкретных условиях работы, и вентилятором конденсатора при полной нагрузке.

Подбор насоса и расширительного бака

Циркуляционные и смесительно-циркуляционные насосы, используемые в системах тепло- и холодоснабжения поверхностных теплообменников, подбирают по двум значениям: подаче насоса, равной объемному расходу тепло- холодоносителя через поверхностный теплообменник, и напору, развиваемому насосом. Подачу насоса — объемное количество жидкости, перемещаемое за час, — определяют по известному массовому расходу жидкости в циркуляционном контуре:

$$L = G/\rho, \qquad (10.28.)$$

где G — расчетный массовый расход жидкости в циркуляционном контуре, кг/час, определяемый по формуле:

$$G = \frac{1.1Q \cdot 3{,}6}{c_ж (t_{жк} - t_{жн})}, \qquad (10.29)$$

где Q — количество теплоты, которое обеспечивает перемещаемая жидкость, Вт;
$c_ж$ — удельная теплоемкость жидкости, кДж/кг К;
$t_{жн}$, $t_{жк}$ — температура жидкости начальная и конечная, °С;
ρ — плотность жидкости при температуре перемещаемой среды, кг/м³.

Под напором насоса понимают высоту столба жидкости, гидростатическое давление которого равно циркуляционному давлению, создаваемому насосом, выражается в м водяного столба. Напор насоса определяют по значению давления $P_н$, развиваемого насосом:

$$H = \frac{P_н}{\rho g}. \qquad (10.30)$$

Давление, развиваемое насосом, определяется в зависимости от схемы тепло- и холодоснабжения поверхностного теплообменника, и складывается из потерь давления в трубопроводах, регулирующей, запорной арматуре, водоводяных теплообменниках при независимой схеме, поверхностном теплообменнике. Для зависимых схем со смешением давление насоса определяют по формулам 10.2, 10.3, 10.6, 10.8. Потери давления в отдельных элементах гидравлической сети вычисляют при подборе соответствующего оборудования (см. Главы 9 и 11). Потери давления в трубопроводах определяют в результате гидравлического расчета, назначая диаметр трубопровода, ориентируясь на скорость движения жидкости не более 1–1,5 м/с.

Для компенсации увеличения объема в замкнутом гидравлическом контуре трубопроводов, обычно при независимой схеме, следует предусматривать закрытый расширительный бак. Полезный объем закрытого расширительного бака определяют по формуле:

$$V_{рб} = 0{,}0006 \Delta t V_c \frac{P_{макс} P_{мин}}{(P_{макс} - P_{мин}) P_{пр}}, \tag{10.31}$$

где Δt — изменение температуры воды от минимального до максимального значения в системе, °С:

$$\Delta t = t_{макс} - t_{мин}. \tag{10.32}$$

В режиме охлаждения минимальная температура принимается равной +4°С, максимальная — равной температуре окружающего воздуха 35–40°С, в режиме нагревания максимальная температура принимается равной расчетной температуре теплоносителя;

$V_в$ — объем воды в системе тепло- холодоснабжения поверхностных теплообменников, определяется суммированием объема воды в отдельных элементах: испарителе чиллера, трубопроводах, воздухоохладителе при зависимом присоединении, водоводяном теплообменнике, воздухонагревателе или воздухоохладителе, трубопроводах при независимом присоединении;

$P_{мин}$ — абсолютное минимальное давление в расширительном баке, кПа (бар);

$P_{пр}$ — абсолютное давление в баке до его подключения к системе, кПа, или давление предварительной настройки, определяемое как:

$$P_{пр} = P_{мин} - 5; \tag{10.33}$$

$P_{макс}$ — абсолютное максимальное давление воды в баке, кПа.

Минимальное давление в закрытом расширительном баке равно гидростатическому давлению на уровне установки бака с некоторым запасом при установке насосов и бака в нижних точках системы:

$$P_{мин} = P_a + \rho g H + P_{зап}, \tag{10.34}$$

где $P_{зап}$ — запас давления для создания избыточного давления в верхней точке системы, кПа, принимается равным 5 кПа;

H — высота от уровня воды в расширительном баке до верхней точки системы тепло-холодоснабжения, м;

ρ — плотность тепло-холодоносителя при минимальной температуре, кг/м^3.

Если расширительный бак устанавливается в верхней части системы, то минимальное давление принимается 150 кПа (1,5 бар) независимо от перепада высоты между точкой установки бака и потребителем (фэнкойлом, теплообменником). Объем закрытого бака уменьшается при переходе его в верхнюю часть здания.

Максимальное допустимое давление воды на всасывающей стороне насоса принимается равным:

$$P_{макс} = P_a + P_{раб} - (P_н + P_1), \qquad (10.35)$$

где $P_{раб}$ — рабочее давление, допустимое для элементов системы тепло-холодоснабжения в низшей ее точке, кПа; для кожухотрубного испарителя чиллера 1000 кПа (10 бар), для разборного пластинчатого испарителя –500 кПа (5 бар).

$P_н$ — давление, развиваемое насосом, кПа;

P_1 — гидростатическое давление столба жидкости высотой h_1, определяемой как расстояние от уровня установки насоса до уровня воды в расширительном баке.

Бак подбирается по объему и предварительному давлению настройки бака. Давление предварительной настройки — исходное давление азота в буферной области обеспечивает оптимальное положение мембраны бака после заполнения системы жидкостью и компенсацию уменьшения объема при снижении температуры жидкости ниже температуры заправки. Предварительное давление настройки бака определяют по формуле, кПа:

$$P_{пр} = P_{мин} - (0{,}5 \div 5). \qquad (10.36)$$

Предохранительный клапан, устанавливаемый вместе с расширительным баком, подбирается на максимальное давление в системе. Клапан срабатывает, если давление превышает максимально допустимое, во избежание аварии часть воды выпускается из системы. Если объем бака слишком мал, то клапан будет срабатывать очень часто.

Подбор аккумулирующего бака

Водяные закрытые системы холодоснабжения должны иметь емкости, выполняющие одну или несколько функций:

1. Сглаживание неравномерности выработки холода при работе холодильной машины в режиме пуска и остановки, чтобы избежать частых пусков и остановок компрессора.
2. Расширителя, воспринимающего изменение объема жидкости.
3. Аккумулятора холода, позволяющего применить чиллеры с меньшей часовой производительностью, чем максимальная часовая потребность в холоде.

Для снижения установленной мощности холодильного оборудования при значительной неравномерности холодонагрузки в течение суток применяют баки-аккумуляторы, что особенно целесообразно при наличии льготного ночного тарифа на электроэнергию. Бак-аккумулятор включается в схему холодоснабжения параллельно основному циркуляционному кольцу. Баки-аккумуляторы применяются для того, чтобы снизить часовую производительность чиллеров от максимальной часовой до среднесуточной.

Расход холода в расчетные сутки определяется для каждого часа на основе расчета почасовых теплопоступлений в помещения. Для определения суточного расхода холода строят почасовой график. Площадь фигуры под графиком определит общий расход холода за сутки.

Полезная холодопроизводительность чиллера определяется:

$$Q_{хср} = \frac{Q_{сут}}{3600\tau}, \qquad (10.37)$$

где $Q_{хср}$ — среднечасовой расход холода за сутки, кВт;

$Q_{сут}$ — общий расход холода за сутки, кДж;

τ — продолжительность работы чиллера в сутки, принимается 20–22 ч.

Количество холода, которое может быть аккумулировано Q, кВт, — площадь, ограниченная сверху кривой расхода холода, а снизу прямой, определяющей полезную часовую производительность.

Объем жидкостного бака-аккумулятора определяют по формуле:

$$V_{ак} = \frac{Q_{ак}}{\rho_x c_x (t_{жк} - t_{жн})} - V_{тр}, \qquad (10.38)$$

где $Q_{ак}$ — количество холода, аккумулированного в баке (пропорционально площади между кривой суточного расхода холода и полезной холодопроизводительностью чиллера), кВт;

ρ_x, c_x — плотность и удельная теплоемкость холодоносителя, кг/м³, кДж/кг К;

$t_{жн}$, $t_{жк}$ — конечная и начальная температура холодоносителя;

$V_{тр}$ — объем трубопроводов системы холодоснабжения, м³.

Водоснабжение

В блоках увлажнения центральных кондиционеров используется вода для орошения насадки блока сотового увлажнителя или вода для создания капель, аэрозоля или тумана в камерах орошения, блоках парового и ультразвукового увлажнения. В зависимости от особенностей оборудования, используемого для увлажнения воздуха, технологические требования к качеству воды различны. В отдельных блоках может использоваться водопроводная вода питьевого качества, в других — требуется специальная подготовка воды для нормального функционирования оборудования. Требования к качеству воды и способы ее подготовки отражены в таблице 10.8.

Таблица 10.8. Технологические требования к качеству воды и способы ее подготовки

Блок увлажнения	Требования к качеству воды	Способ водоподготовки
Камера орошения с обычными форсунками	Вода питьевого качества	Согласно СНиП 1.04.02-84 «Водоснабжение. Наружные сети и сооружения»
Камера орошения с форсунками сжатого воздуха	Вода питьевого качества	Согласно СНиП 1.04.02-84 «Водоснабжение. Наружные сети и сооружения»
Камера орошения с форсунками тонкого распыла при высоком давлении	– удельная электрическая проводимость σ не более 50 µS/см при температуре воды 20°С; – общая жесткость воды не более 0,5 мг-экв/л $CaCO_3$* – водородный показатель pH = 6.5 – 8.5; – общее содержание растворенных солей $C_{R,20°C}$ не более 32,5 µS/см и остаточное содержание солей R не более 45 мг/л – содержание фосфатов не более 5 мг/л; – отсутствие ионов хлора или содержание хлоридов Cl не более 10 мг/л; – содержание SiO_2 не более 1 мг/л; – отсутствие железа и марганца Fe + Mn; – содержание сульфата кальция $CaSO_4$ не более 5 мг/л	Обратный осмос с предварительной магнитной обработкой воды
Блок сотового увлажнения	Вода питьевого качества	Согласно СНиП 1.04.02-84 «Водоснабжение. Наружные сети и сооружения»
Блок увлажнения паром	– общая жесткость воды не более 8 мг-экв/л CaCO3 (электропроводимость от 900 до 1000 µS/см при температуре воды 20°С), – содержание фосфатов не более 5 мг/л; – содержание хлоридов не более 50 мг/л, – содержание ионов хлора при жесткости от 1 до 2 мг-экв/л не более 100 мг/л; – низкое содержание CO_2; – отсутствие органических компонентов, в частности, гумусовых кислот и взвешенных веществ	Использование водопроводной питьевой воды не требует специальной ее подготовки. Если общая жесткость воды от 0,4 до 3,6 мг-экв/л CaCO3, то необходимо ее увеличить в специальных ионообменных аппаратах. Всегда рекомендуется магнитная обработка воды
Блок ультразвукового увлажнения	Удельная электропроводимость воды не должна превышать 5 µS/см, кратковременно 20 µS/см,	Ионный обмен, обратный осмос или электродиализ

*** единица жесткости воды в Си 1 моль/м³ соответствует массовой концентрации эквивалентов ионов кальция (1/2 Ca^{2+}) 20,04 г-экв\м³ и ионов магния (1/2 Mg^{2+}) 12,153 г-экв\м³.**

В системах кондиционирования воздуха и холодоснабжения вода также используется для охлаждения конденсаторов холодильных машин, где для предотвращения солевых отложений на поверхности теплообменников также требуется специальная водоподготовка. Исходная вода в блоки увлажнения или на охлаждение может поступать из водопровода, поверхностных источников или из артезианской скважины, в последних случаях обязательна предварительная обработка воды. Однозначно судить о качестве воды можно только после ее полного химического анализа. Поэтому следует проводить физико-химический анализ исходной воды еще на стадии подготовки технического задания на проектирование объекта, результаты которого должны найти отражение в этом задании.

Химические и физические показатели качества воды

Наиболее употребительные химические и физические показатели качества воды, используемой в системах кондиционирования воздуха: водородный показатель, щелочность, общая жесткость воды, электропроводимость воды, содержание фосфатов, хлоридов, ионов хлора, железа, магния, органических компонентов, взвешенных веществ. Водородный показатель pH является мерой концентрации ионов водорода, выраженной в виде логарифма его обратной величины. Значение pH ниже 7 указывает на повышенную кислотность, выше 7 — на повышенную щелочность. Щелочность определяется общим количеством присутствующих в воде бикарбонатов, карбонатов и гидроксидных ионов. Она является мерой способности нейтрализации сильных кислот. Щелочность способствует образованию солевых отложений.

Общая жесткость воды определяется количеством твердых веществ, растворенных в воде и состоящих из солей кальция, магния, железа, марганца и др. Содержание ионов солей жесткости может влиять на интенсивность коррозии и образование солевых отложений (накипи) на поверхности оборудования и трубопроводов. Обычно общая жесткость воды определяется по массовой эквивалентной концентрации ионов кальция Ca^{2+} и магния Mg^{2+}. Вода природных источников водоснабжения очень отличается по содержанию солей жесткости. В речной воде, например, Днепра, суммарная концентрация ионов кальция и магния не превышает 7 мг-экв/л, в то время как вода реки Невы содержит не более 1,5 мг-экв/л тех же ионов, в воде артезианских скважин, используемых как источник водоснабжения, суммарная концентрация солей жесткости может доходить до 20 мг-экв/л и выше. Вода с малым содержанием растворенных солей вызывает коррозию, так как на поверхности труб и оборудования хуже откладывается защитный твердый осадок, вода с высоким содержанием растворенных солей более интенсивно образует коррозию из-за своей высокой электропроводимости.

Электропроводимость, или удельная электропроводимость, является мерой способности воды проводить электрический ток. Электропроводимость возрастает с увеличением общей жесткости воды и солесодержания. Удельная электропроводимость может использоваться для оценки общего количества растворенных в воде солей.

Хлориды не оказывают влияние на формирование твердого осадка, но способствуют коррозии из-за своей электропроводимости.

Кремнезем при определенной концентрации может образовывать трудно удаляемые отложения, вероятность которых меньше, чем отложений другого рода.

Растворимое железо может образовываться в воде в результате коррозии металла в системах водоснабжения или присутствовать в качестве загрязнения в воде из артезианских скважин. Железо может образовывать нерастворимые соединения в виде гидроксида или фосфата железа (если при очистке воды используется вещество на основе фосфата или если ионы фосфата присутствуют в исходной воде).

Сульфаты также способствуют образованию твердого осадка в воде с высоким содержанием кальция. Однако осадок сульфата кальция образуется при значительно большей концентрации, чем

обычный осадок, состоящий из карбоната кальция. Высокое содержание сульфатов также способствует усиленной коррозии из-за своей высокой электропроводимости.

Взвешенные вещества включают в себя как органические, так и неорганические растворимые и нерастворимые вещества. Обычно большее количество взвешенных веществ содержит родниковая вода по сравнению с водой из поверхностных источников. Вода водопроводной городской сети содержит очень малое количество взвешенных частиц, так как они удаляются еще на первой стадии очистки. Природные органические вещества в поверхностных источниках, такие как лигнин и танин, часто имеют коллоидную форму. При больших скоростях течения воды тяжелые взвешенные частицы вызывают абразивный износ оборудования и коммуникаций. Содержание взвешенных веществ в воде может привести к загрязнению оборудования водоподготовки, например, мембран обратного осмоса.

Мутность может интерпретироваться как недостаток чистоты или яркости в воде. Ее нельзя путать с цветом. Вода может быть темного цвета, но в то же время чистой и не мутной. Мутность вызывается взвесями, находящимися в измельченном состоянии. Мутность могут вызывать глина, ил, органические вещества, микроскопические организмы и подобного рода материалы. Хотя взвешенные вещества и мутность очень тесно связаны друг с другом, они не являются синонимами. Взвешенные вещества могут быть отфильтрованы в отличие от частиц, вызывающих мутность. Вода, применяемая в системах кондиционирования воздуха, должна иметь как можно меньшую мутность.

Основные показатели качества воды, полученные в результате анализа, сравнивают с требуемыми значениями, устанавливаемыми СанПИН 2.1.4.559-96 «Питьевая вода. Гигиенические требования к качеству воды централизованных систем питьевого водоснабжения. Контроль качества» и значениями, приведенными в таблицах 10.9 и 10.10.

Таблица 10.9. Требования к качеству питьевой воды из водопровода согласно СанПИН 2.1.4.559-96

Показатели	Единицы измерения	Нормативы (предельно допустимые концентрации (ПДК), не более	Показатель вредности*	Класс опасности
Обобщенные показатели				
Водородный показатель,	единицы pH	в пределах 6–9		
Общая минерализация (сухой остаток)	мг/л	1000 (1500) 2)		
Жесткость общая	ммоль/л	7,0 (10) 2)		
Окисляемость перманганатная	мг/л	5,0		
Неорганические вещества				
Железо (Fe, суммарно)	-"-	0,3 (1,0)** орг.	3	
Сульфаты (SO_4^{2-})	-"-	500	орг.	4
Хлориды (Cl^-)	-"-	350	орг.	4
Органические вещества				
γ-ГХЦГ (линдан)	-"-	0,002	с.-т.	1
ДДТ (сумма изомеров)	-"-	0,002	с.-т.	2
2,4-Д	-"-	0,03	с.-т.	2

Примечания:

* Лимитирующий признак вредности вещества, по которому установлен норматив: «с.-т.» — санитарно-токсикологический, «орг.» — органолептический.

** Величина, указанная в скобках, может быть установлена по постановлению главного государственного санитарного врача по соответствующей территории для конкретной системы водоснабжения на основании оценки санитарно-эпидемиологической обстановки в населенном пункте и применяемой технологии водоподготовки.

Таблица 10.10. Требования по содержанию вредных химических веществ, поступающих и образующихся в воде в процессе ее обработки в системе водоснабжения

Показатели	Единицы измерения	Нормативы (предельно допустимые концентрации (ПДК), не более	Показатель вредности	Класс опасности
Хлор 1)				
— остаточный свободный	мг/л	0,3–0,5	орг	3
— остаточный связанный	-"-	0,8–1,2	орг.	3
Хлороформ (при хлорировании воды)	-"-	0,2	с.-т.	2
Озон остаточный	-"-	0,3	орг.	
Формальдегид (при озонировании воды)	-"-	0,05	с.-т.	2
Полиакриламид	-"-	2,0	с.-т.	2
Активированная кремнекислота (по Si)	-"-	10	с.-т.	2
Полифосфаты (по $PO4^{3-}$)	-"-	3,5	орг.	3

В процессе очистки воды применяется обеззараживание ее соединениями хлора, озонирование, обработка фосфатными соединениями. В результате в водопроводной питьевой воде могут присутствовать загрязнители, как результат деятельности человека. Требования по содержанию вредных химических веществ, поступающих и образующихся в воде в процессе ее обработки в системе водоснабжения, представлены в таблице 10.10.

При одновременном присутствии в воде свободного и связанного хлора их общая концентрация не должна превышать 1,2 мг/л.

Биологические характеристики качества воды

В воде могут присутствовать бактерии, водоросли и грибки. Их размножение может представлять проблемы при эксплуатации, техническом обслуживании, а также определенную угрозу здоровью людей. На рост микроорганизмов в воде оказывает влияние температура и питательная среда. Биологический рост может происходить в большинстве систем водоснабжения при температуре ниже 65°С. Проблемы, связанные с биологическими загрязнениями, варьируются от появления зеленых водорослей в башенных градирнях до образования липкого бактериального ила в темных местах. Результатом этого может быть уменьшение производительности оборудования в связи с заилением. Отмершие водоросли часто характеризуются резким неприятным запахом и похожими на грязь отложениями. Эти проблемы могут быть устранены или, по крайней мере, понижены до приемлемого уровня при помощи механической или химической обработки воды, а также термической обработки. Некоторые из бактерий могут представлять непосредственную угрозу здоровью и жизни человека, но даже сравнительно безопасные бактерии в процессе своей жизнедеятельности выделяют органические вещества, которые не только влияют на органолептические показатели воды, но и, вступая в химические реакции (например, с хлором), способны создавать ядовитые и канцерогенные соединения.

Таблица 10.11. Безопасность воды

Показатели	Единицы измерения	Нормативы
Термотолерантные колиформные бактерии	Число бактерий в 100 мл	Отсутствие
Общие колиформные бактерии	Число бактерий в 100 мл	Отсутствие
Общее микробное число	Число образующих колонии бактерий в 1 мл	Не более 50
Колифаги	Число бляшкообразующих единиц (БОЕ) в 100 мл	Отсутствие
Споры сульфитредуцирующих клостридий	Число спор в 20 мл	Отсутствие
Цисты лямблий	Число цист в 50 л	Отсутствие

Безопасность питьевой водопроводной воды в эпидемическом отношении определяется ее соответствием нормативам по микробиологическим и паразитологическим показателям, представленным в таблице 10.11.

Определение микробиологических и паразитологических показателей проводится трехкратно (по 100 мл отобранной пробы воды) в системах водоснабжения из поверхностных источников перед подачей воды в распределительную водопроводную сеть и при оценке эффективности технологии обработки воды.

Способы водоподготовки в системах кондиционирования воздуха

Приведение качества воды в соответствии с требованиями санитарных норм называется очисткой и проводится на городских очистных водопроводных станциях. Доведение показателей качества воды до значений, требуемых условиями эксплуатации соответствующего оборудования системы кондиционирования воздуха, называется водоподготовкой. Особенностью водоподготовки в системах кондиционирования воздуха является то, что чаще всего она проводится после ее очистки, но может проводиться и одновременно. Например, если источником воды на объекте является артезианская скважина, то процесс водоподготовки непосредственно связан с процессом очистки воды.

Теоретические основы и технические способы водоподготовки и очистки воды мало отличаются друг от друга. Рассмотрим основные способы, применяемые при водоподготовке в системах кондиционирования воздуха.

Фильтрование применяется для удаления взвешенных веществ, которыми обогащается водопроводная вода при ее транспортировке по трубопроводам, или содержащихся в поверхностных источниках или артезианской воде. Обычно достаточно удалить частицы размером выше 10 мк, однако вода, поступающая на мембраны обратного осмоса, должна быть предварительно профильтрована для удаления частиц меньше 5 мк, которые могут закупоривать фильтрующие каналы. Высококачественная предварительная фильтрация существенно продлевает интервал между чистками форсунок камеры орошения и мембран оборудования водоподготовки.

Магнитная обработка воды — применение магнитного поля, создаваемого постоянным магнитом для структурной перестройки в воде, в результате которой протекает фазовый переход второго рода, заключающийся в кристаллографической модификации твердого тела. В результате карбонат кальция, который обычно при наличии пересыщения кристаллизуется в кристаллографической модификации кальцита, начинает кристаллизоваться в модификации арагонита. У арагонита существенно отличаются свойства: высокое кристаллографическое несоответствие к окислам и карбонатам железа, которые образуются в трубах в процессе коррозии, низкая адгезия к стали, низкая когезия отдельных кристаллов друг к другу, низкая устойчивость пересыщенного раствора. После магнитной обработки воды количество ионов кальция и магния остается неизменным, при этом процесс кристаллизации начинается еще в воде, а затем на стенках трубопроводов и оборудования с образованием накипи на поверхностях при нагревании воды. Но вместо твердого вещества образуется рыхлый налет, который легко очищается.

Для создания магнитного поля применяется устройство, называемое магнитногидродинамическим резонатором. Он монтируется в трубопровод жидкости и для его эффективной работы необходимо обеспечить два условия: определенную скорость пересечения жидкостью магнитных силовых линий и определенное для данной жидкости и данного технологического процесса значение магнитной индукции.

Эффективная работа МГД-резонатора зависит от точной настройки на резонансную частоту, при правильной настройке он изменяет энтропию (структуру) жидкости и, как следствие, все ее свойства, заставляя привычные процессы протекать несколько иначе. Если воду подвергнуть магнитной обработке, то скорость выпадения взвешенных веществ будет расти по мере снижения температуры, что позволяет нагревать воду перед водоподготовкой в котельных и ТЭЦ не до 30–32°С, а на

10°C ниже. Из-за изменения свойства воды после магнитной обработки сорбционные и ионообменные процессы, а при настройке на уменьшение вязкости и фильтровальные процессы на мембранах обратного осмоса в соответствующем оборудовании протекают быстрее.

Опыт эксплуатации МГД-резонатора в котельных показал, что удается увеличить динамическую обменную емкость сульфоугля в 2–3 раза, катионитов типа КУ-2. — в 1,2–1,3 раза. «Омагниченная» вода увеличивает проницаемость биологических мембран, ускоряя доставку питательных веществ внутрь биологической клетки. Естественно ожидать повышение скорости фильтрования воды через мембраны и в процессах водоподготовки, использующих обратный осмос. Однако самым главным в тепловых процессах является способность МГД-резонатора изменять теплоемкость и удельную теплоту парообразования воды.

В соответствии с диаграммой состояния воды рост теплоемкости сопровождается снижением удельной теплоты парообразования, и наоборот. Поэтому, когда с помощью МГД-резонатора снижается одна характеристика, другая будет возрастать. Для подготовки воды, поступающей в парогенератор, необходимо установить резонансную частоту, приводящую к снижению теплоты парообразования и повышению теплоемкости воды так же, как и при магнитной обработке воды в системе охлаждения конденсатора холодильной машины. При работе с водогрейными котлами есть смысл устанавливать частоту, приводящую к снижению теплоемкости воды. Магнитная обработка воды не может заменить водоподготовку, так как не приводит к уменьшению концентрации солей жесткости, но включение этого элемента в технологическую цепочку обработки воды позволяет снизить энергозатраты, затраты сырья или реагентов, облегчить очистку оборудования от накипи. МГД-резонатор на постоянных магнитах не потребляет электроэнергию.

Имеется опыт применения магнитной обработки воды, поступающей в парогенератор блока парового увлажнения. Для нормальной работы электрического парогенератора необходимо присутствие в воде растворенных солей, обеспечивающих ее электропроводимость. При работе парогенератора возможно обрастание электродов парогенератора твердой накипью. Для восстановления его работоспособности приходится постоянно, не реже одного раза в месяц (для московской воды), проводить чистку электродов от накипи механическим способом с применением кислот. Такая очистка существенно снижает срок службы парогенератора, требует остановки производства. Накипь с электродов очень трудно очищается, процесс этот очень трудоемкий, замена электродов стоит достаточно дорого.

При установке на трубопроводе холодной воды перед парогенератором устройства магнитной обработки воды, парогенератор работал два месяца без остановок. Контрольный осмотр электродов показал, что накипи было значительно меньше, вместо твердой накипи образовался рыхлый налет, легко очищаемый без всяких усилий. Отпала необходимость в применении кислотных средств, увеличилась продолжительность работы между чистками.

Магнитная обработка воды также может применяться перед ионообменными установками и мембранными системами водоподготовки.

В блоке водяного распыления с форсунками высокого давления требуется значительное снижение общей жесткости воды, а в блоке ультразвукового увлажнения — электрической проводимости, а именно, содержания ионов кальция, магния и других металлов, а также ионов хлора.

Существуют три основные способа снижения концентрации ионов: ионный обмен, дистилляция, мембранные процессы.

Ионный обмен как метод обработки воды известен довольно давно и применялся (да и теперь применяется) в основном для умягчения воды. Раньше для реализации этого метода использовались природные ионообменные материалы (глины, цеолиты). Однако с появлением синтетических ионообменных смол эффективность использования ионного обмена для целей водоочистки резко возросла. Ионитами или ионообменными материалами называются нерастворимые вещества, способные обменивать содержащиеся в них ионы на другие ионы того же знака, находящиеся

в омывающем ионит растворе. Катиониты обменивают положительно заряженные ионы, аниониты — отрицательно заряженные ионы. Обычно используется катионит, насыщенный ионом натрия, для удаления из воды солей жесткости (кальция и магния), по мере «срабатывания» иона натрия в катионите, ионообменную смолу регенерируют, промывая концентрированным раствором хлорида натрия до тех пор, пока ионы натрия не вытеснят ионы кальция и магния из ионообменной смолы. Катиониты способны удалять из воды не только ионы кальция и магния, но и другие двухвалентные ионы, а значит, и растворенное двухвалентное железо и марганец, что является главным преимуществом ионного обмена. Поэтому отпадает необходимость в такой стадии водоподготовки, как окисление. Теоретически концентрации железа, с которыми могут справиться ионообменные смолы, очень велики.

В блоках ультразвукового увлажнения для подготовки воды при низком значении расхода применяются камерные ионообменные аппараты. Недостатком этого способа являются: возможность бактериального загрязнения воды, связанная с тем, что колонии бактерий охотно поселяются на поверхности гранул ионнообменного материала, особенно на смесях катионита-анионита, имеющих нейтральный pH; необходимость частой регенерации с применением химических реагентов; образование в результате регенерации агрессивных стоков, загрязняющих окружающую среду. При раздельном использовании катионитов и анионитов вероятность загрязнения бактериями меньше. Ионообменные фильтры могут применяться на завершающей ступени водоподготовки после обратно осмотических мембран при необходимости значительного снижения общей жесткости воды в специальных установках для химической, электронной, фармацевтической промышленности. В этом случае ионообменные фильтры более компактны, регенерацию их требуется проводить значительно реже.

Дистилляция является естественным процессом очистки воды, состоящим из стадии испарения и конденсации. Любой загрязнитель, температура испарения которого выше, чем температура испарения воды, может быть удален в процессе дистилляции. Очистка дистилляцией энергоемка из-за высоких затрат теплоты на испарение и применяется только в фармацевтической, химической промышленности, производствах с чистыми технологиями при специальных требованиях к качеству воды.

Мембранные процессы широко применяются в системах водоочистки для удаления ионов, твердых взвешенных частиц и микроорганизмов. Осмосом называется самопроизвольный переход вещества через полупроницаемую мембрану, разделяющую два раствора с разной концентрацией или раствор и чистый растворитель. Растворенное вещество из раствора с высокой концентрацией переходит в раствор с низкой концентрацией. Если повысить давление в растворе с низкой концентрацией, то поток растворенного вещества прекратится, разность давлений, прекращающая переток вещества через мембрану, называется осмотическим давлением. Обратным осмосом называется метод разделения растворов. Если раствор (очищаемую воду) подать под давлением 3–8 МПа на полупроницаемую мембрану, то вода профильтруется через поры, а растворенное вещество останется перед мембраной. Эффективность обратного осмоса оценивают по селективности мембраны — способности удерживать ионы и молекулы разного размера, а также по удельной производительности единицы поверхности. Сегодня синтезированы мембраны с широким диапазоном размеров пор: от размеров, сравнимых с размерами коллоидных частиц до размеров ионов, и с высокой механической прочностью. Для разных типов воды и для разных целей предназначены различные мембраны, обеспечивающие максимально точное соответствие качества очищенной воды предъявляемым к нему требованиям. Выбор типа мембран зависит от состава исходной воды и требований к качеству очищенной воды.

Ультрафильтрационные мембраны, имеющие размеры пор от 0,002 до 0,1 мкм, могут задерживать высокомолекулярные органические вещества (гуминовые и фульвокислоты), взвешенные и коллоидные вещества (например, коллоиды гидроокиси железа), бактерии и вирусы. Также мембраны могут быть использованы при любом составе исходной воды. Нанофильтрационные мембраны, имеющие размер пор, соизмеримый с размерами молекул воды, пропускают преимущественно

молекулы воды, задерживая все загрязнения, размеры молекул которых больше размеров молекул воды. Поэтому для очистки водопроводной питьевой воды рекомендуется использовать нанофильтрационные мембраны, которые удаляют органические вещества и лишь частично задерживают растворенные ионы солей, мало изменяя ионный состав, оставляя в воде необходимые для жизни компоненты: кальций, натрий, фтор и т. д. Обратноосмотические мембраны эффективно снижают содержание всех растворенных в воде органических и неорганических веществ: ионов кальция, магния, железа, стронция, фторидов, тяжелых металлов, хлорорганических веществ, и именно они предназначены для водоподготовки в системах кондиционирования воздуха.

При очистке артезианской воды комплектуется мембранный аппарат с набором мембран, в которых уменьшаются по ходу движения воды размеры пор: комбинация процессов ультрафильтрации, нанофильтрации и обратного осмоса, позволяющая управлять ионным составом очищенной питьевой воды. Оптимизируется также состав очищенной воды путем подбора величин рабочего давления, выхода фильтрата и т. д.

При эксплуатации нанофильтрационных и обратноосмотических установок накопившиеся в процессе работы на поверхности мембран осадки задержанных из воды загрязнений удаляются с помощью химических промывок с применением реагентов.

Применение мембранной технологии предъявляет высокие требования к соблюдению технологического режима, аналитического контроля качества воды и правил промывки. Условием надежной работы является контроль качества исходной и очищенной воды, предварительная фильтрация для удаления загрязнений, которые могут быть причиной засорения мембран, постоянный расход и давление воды через мембранную систему. В системе водоснабжения блока водяного распыления с регулируемым расходом воды следует предусмотреть накопительную емкость между установкой обратного осмоса и гидравлической частью шкафа управления. Для снижения вязкости воды может быть использован предварительный подогрев воды до температуры 25°С, что требует дополнительных затрат. Более рациональным является использование магнитной обработки, снижающей вязкость воды и повышающей производительность фильтрации без затрат на подогрев воды.

Наиболее безопасной технологией из безреагентных способов обеззараживания является обработка воды ультрафиолетовым излучением с длиной волны 254 нм. Новым в технологии обеззараживания является одновременная непрерывная обработка воды ультрафиолетовым излучением с длиной волны 253,7 нм и 185 нм и ультразвуком с плотностью ≈ 2 Вт/см^2. При обработке проходящего потока воды ультразвуковым излучателем, размещенным непосредственно в камере ультрафиолетового облучателя, в воде возникают короткоживущие парогазовые каверны (пузырьки), которые появляются в момент снижения давления в воде и схлопываются при сжатии воды. Скорость схлопывания очень высокая, и в окрестности точек схлопывания возникают экстремальные параметры — огромные температура и давление. Вблизи точки схлопывания полностью уничтожается патогенная микрофлора и образуются активные радикалы. Каверны возникают в объеме камеры ультрафиолетового излучателя, причем преимущественно на неоднородностях. В качестве неоднородностей могут служить споры грибков и бактерий, которые затем, при схлопывании пузырька, оказываются в центре схлопывания, играя роль своеобразной мишени.

Одновременно в пузырьках под воздействием жесткого ультрафиолетового излучения с длиной 185 нм возникают активные радикалы, озон, пероксид водорода (H_2O_2) и другие. Благодаря многочисленности пузырьков при малых их размерах и при наличии тенденции к схлопыванию наработанные в пузырьках активные радикалы эффективно и равномерно растворяются в воде, а затем уничтожают патогенную микрофлору. При этом ультрафиолетовое излучение существенно стимулирует действие активных радикалов. Энергозатраты на обеззараживание воды составляют 7,0–8,0 Вт на 1 м^3/ч, а срок службы установок — не менее 10 000 часов. Надо также учесть, что ультразвуковой излучатель, помещенный внутри камеры ультрафиолетовой обработки, работает и как очисти-

тель, тщательно отмывающий поверхности корпуса и защитного кварцевого кожуха ультрафиолетового излучателя, что предотвращает их биообрастание и соляризацию.

Технологическая система водоподготовки представляет собой компактные устройства, включающие в себя отдельные ступени обработки воды, наличие каждой из которых определяется свойствами исходной воды и требованиями к качеству воды, диктуемыми технологическими особенностями блоков системы кондиционирования воздуха — потребителей воды. Например, для камеры орошения с форсунками тонкого распыла высокого давления при подводе исходной воды из городского водопровода может быть принята такая последовательность обработки водопроводной воды: МГД-резонатор, механический фильтр, установка обратного осмоса, накопительная емкость, ультрафиолетовый и ультразвуковой стерилизатор. Все трубопроводы, соединяющие установку обратного осмоса с блоками финишной очистки, должны быть выполнены из инертных по отношению к воде материалов, таких как фторопласт, полипропилен, поливинилхлор, нержавеющая сталь. Для блока ультразвукового увлажнения последовательность обработки воды может предусматривать такие ступени: МГД-резонатор, ионообменная установка и ультрафиолетовый стерилизатор или МГД-резонатор и установка обратного осмоса.

Выбор технологической схемы обработки воды и подбор соответствующего оборудования должны проводить специалисты по водоподготовке. Стоимость оборудования водоподготовки и его обслуживания следует учитывать при технико-экономическом сравнении вариантов увлажнения воздуха.

ГЛАВА 11

Автоматическое регулирование систем кондиционирования воздуха

Общие положения ... 541
Анализ стандартных схем автоматического регулирования центральных систем кондиционирования воздуха ... 549
Основные принципы составления функциональной схемы автоматического регулирования ... 556
Управляющие воздействия в аппаратах обработки воздуха центрального кондиционера ... 559
Поверхностные воздухоохладители и воздухонагреватели ... 559
Смесительные блоки ... 564
Вентиляторы и насосы ... 564
Изменение характеристик сети ... 564
Ступенчатое регулирование ... 565
Изменение характеристики сети и нагнетателя ... 567
Изменение числа оборотов рабочего колеса ... 567
Блоки увлажнения ... 575
Камера орошения ... 575
Блок сотового увлажнения ... 575
Блок парового увлажнения ... 576
Блок увлажнения с форсунками тонкого распыла с использованием сжатого воздуха ... 576
Блок увлажнения с форсунками тонкого распыла высокого давления ... 577
Блок ультразвукового увлажнения ... 577
Регулирующие клапаны, устанавливаемые на трубопроводах ... 578
Расчет и подбор регулирующего клапана на трубопроводах ... 579
Воздушные регулирующие клапаны ... 587

Общие положения

Физические процессы поглощения, превращения и переноса энергии в ограждающих конструкциях и помещениях здания, а также в тепло- и массообменных аппаратах системы кондиционирования воздуха протекают во времени и являются, таким образом, процессами динамическими. В результате протекания этих процессов под влиянием внешних и внутренних возмущающих воздействий формируется микроклимат помещений здания как совокупность взаимосвязанных параметров. Заданные значения параметров микроклимата в помещении могут быть обеспечены с помощью регулирующих воздействий.

К внешним возмущающим воздействиям относятся изменения параметров наружного климата, скорости воздуха, интенсивности солнечной радиации. Проектирование систем обеспечения микроклимата, в том числе и систем кондиционирования воздуха (СКВ), определение производительности систем проводят на расчетные условия теплого и холодного периодов года, тогда как текущие параметры наружного климата значительно отличаются от расчетных и подвержены постоянному изменению как в течение суток, так и в течение месяца, сезона и года в целом. На рисунке 11.1 представлена диаграмма продолжительности стояния температуры и энтальпии наружного воздуха в часах за год для климата г. Москвы. Из диаграммы видно, что в холодный период года температура наружного воздуха, равная расчетной и ниже, в среднем наблюдается около 60 часов, в теплый период года температура и энтальпия наружного воздуха, равные расчетным и выше — около 70 часов. В течение остальных 8636 часов за год температура и энтальпия наружного воздуха изменяются от расчетного максимума до минимума [2]. В системах кондиционирования воздуха метеорологические воздействия на микроклимат осуществляются по двум каналам: в виде изменения потоков теплоты за счет теплопередачи и массопередачи через наружные ограждения и в виде изменяющихся параметров воздуха на входе в тепломассообменные аппараты обработки воздуха в центральных кондиционерах. Кроме изменения температуры и энтальпии наружного воздуха, значительная неравномерность характерна для теплопоступлений от солнечной радиации, как проникающих через светопрозрачные ограждения, так и поступающих через массивные наружные ограждения.

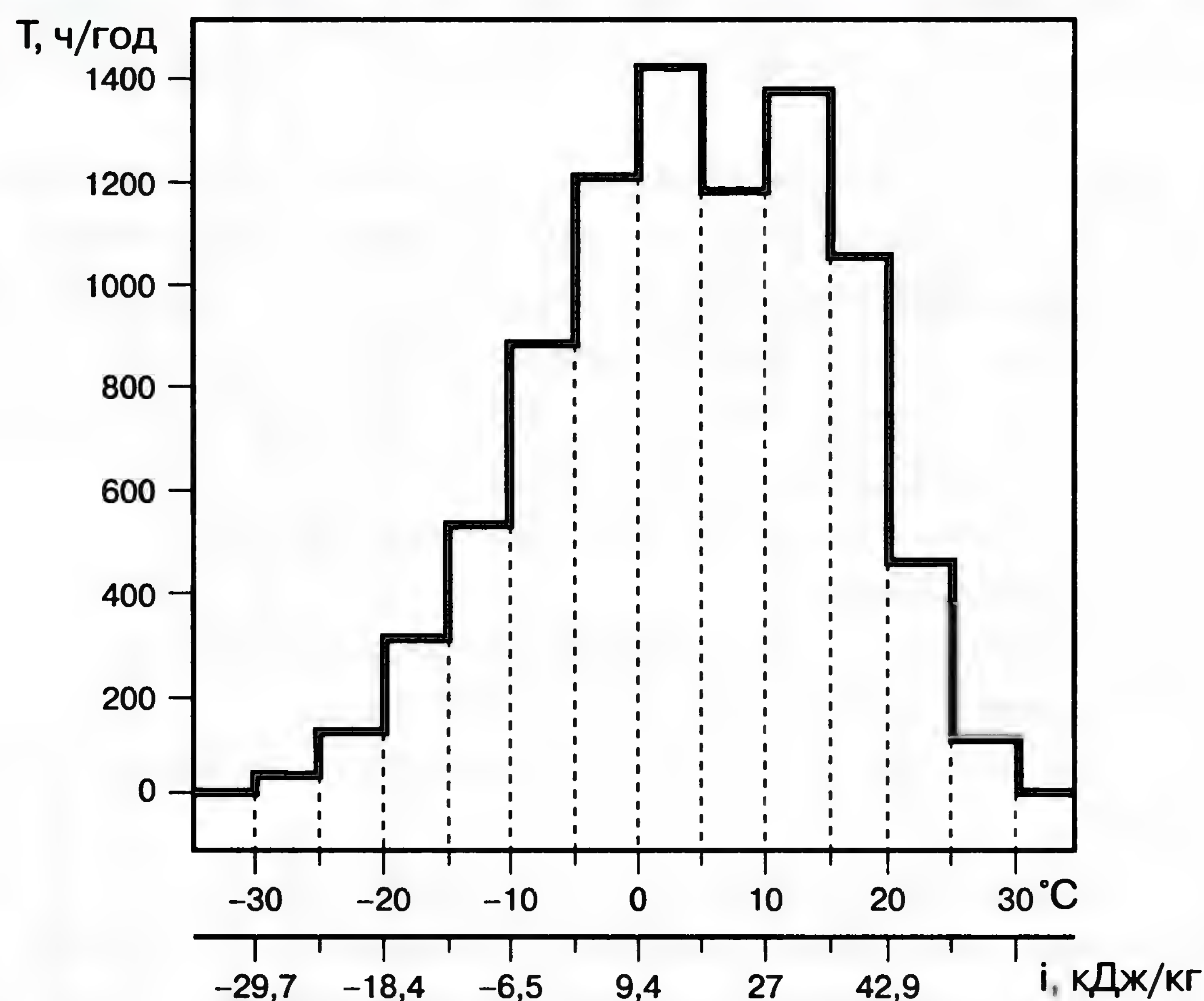


Рисунок 11.1. Продолжительность стояния температуры и энтальпии наружного воздуха в часах за год для климата Москвы

Внутренние возмущающие воздействия включают изменяющиеся поступления теплоты, влаги, вредных газов от людей, технологического оборудования, теплопоступления от освещения внутри помещения. Поддержание параметров микроклимата на заданном уровне вызывает необходимость управления процессами формирования микроклимата при постоянно изменяющихся внешних и внутренних воздействиях. Здание или отдельные помещения в нем совместно с протекающими в нем процессами преобразования энергии рассматривают как объект управления или регулирования. Управление микроклиматом здания может осуществляться на разных уровнях: от автоматического регулирования параметров микроклимата до оптимального машинного управления для достижения минимальных затрат на обеспечение микроклимата. Задачей автоматического регулирования (стабилизации) является поддержание некоторых выходных переменных состояния, например параметров микроклимата в помещении или параметров приточного воздуха, на заданном уровне путем использования определенных постоянных для заданного технологического режима каналов обратной связи — по отклонению. Задачей управления СКВ является активное вмешательство непосредственно в ход технологического процесса обработки воздуха путем изменения каналов регулирования, выработки заданий на значения регулируемых переменных состояния, введения отдельных управляющих воздействий по разомкнутым каналам, на реализацию совокупности технологических процессов, т. е. на реализацию того или иного технологического режима с целью снижения энергопотребления системой кондиционирования воздуха.

Система управления микроклиматом здания — совокупность технических средств, которые получают и используют информацию о наблюдаемых переменных состояния технологического процесса обработки воздуха, поддерживают заданные значения параметров микроклимата в обслуживаемых помещениях при функционировании системы в условиях непрерывного действия возмущений, обеспечивая при этом рациональное протекание того или иного технологического процесса обработки воздуха, а также их последовательность. При оптимальном управлении управляющие воздействия определяются из условия достижения оптимума некоторого критерия, в качестве которого могут быть использованы такие экономические показатели работы системы кондиционирования воздуха, как приведенные затраты или производственная прибыль при технологическом кондиционировании воздуха. Очевидно, что решение задачи управления возможно только с применением электронно-вычислительной техники и поэтому оно называется машинным управлением.

В настоящее время наибольшее распространение в системах кондиционирования воздуха получило автоматическое регулирование параметров микроклимата с элементами машинного управления, которого часто бывает достаточно при комфортном кондиционировании воздуха в помещениях гражданских и жилых зданий. Основными функциями системы автоматического регулирования наряду с точным поддержанием заданных значений параметров микроклимата (стабилизацией или программным автоматическим регулированием) являются:

— контроль состояния отдельных элементов и всей системы в целом;
— защита оборудования от перегрузки;
— блокировка отдельных элементов для обеспечения безопасной работы;
— снижение расхода электроэнергии, топлива, тепловой энергии.

Часто последняя функция системы автоматического регулирования практически мало реализуется в стандартных решениях.

Автоматическим регулированием называется такой процесс поддержания или изменения по заданному закону регулируемых величин, который осуществляется без участия человека, с помощью автоматических регуляторов. Совокупность взаимодействующих друг с другом объекта регулирования и устройств автоматического регулирования называют системой автоматического регулирования.

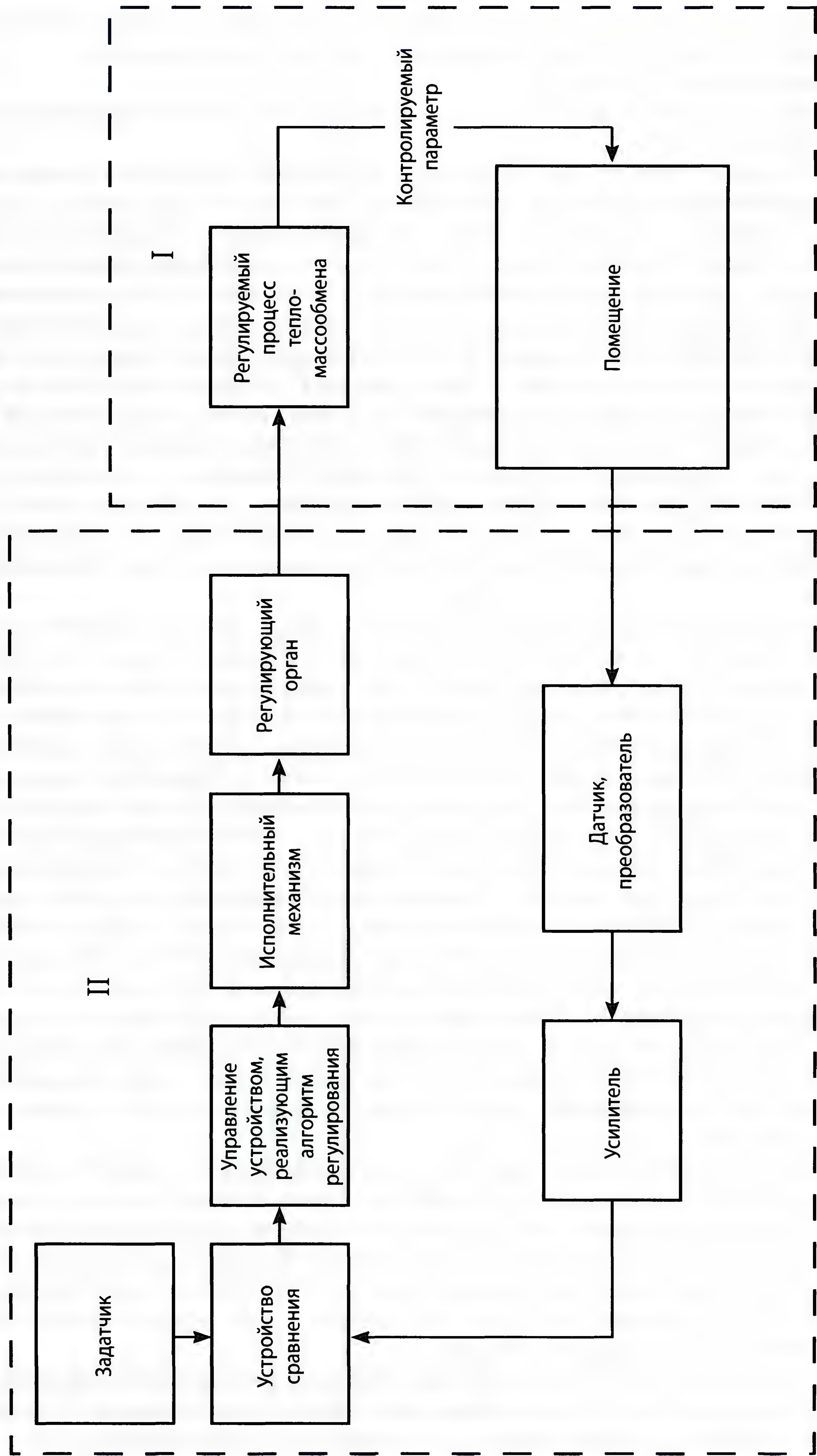


Рисунок 11.2. схема локального автоматического регулирования:
I — объект регулирования; II — автоматический регулятор

Замкнутая система автоматического регулирования состоит из объекта регулирования I и автоматического регулятора II, который, в свою очередь, включает следующие элементы:
— измерительное и задающее устройство;
— устройство сравнения действительного и заданного значения регулируемой величины, определяющее отклонение от задания;
— управляющее устройство, вычисляющее по величине отклонения регулирующее воздействие;
— исполнительный механизм, изменяющий положение регулирующего органа (рисунок 11.2).

Измерительное устройство преобразует контролируемый параметр в электрический сигнал и усиливает его, устройство сравнения образует сигнал рассогласования измеренного сигнала и заданного, управляющее устройство формирует регулирующие воздействия и их последовательность согласно алгоритму управления. Регулирующий сигнал по соответствующим каналам передается на исполнительный механизм регулирующего органа, который вырабатывает физические регулирующие воздействия на объект регулирования. Выходные регулирующие переменные автоматического регулятора являются входными переменными для объекта регулирования, который включает в себя применительно к системам кондиционирования воздуха аппараты обработки воздуха и помещение, в котором под влиянием внутренних и внешних возмущающих воздействий, а также регулирующих воздействий, формируются параметры микроклимата. По обратной связи сигналы от преобразователей параметров микроклимата поступают на сравнивающее устройство автоматического регулятора. Отдельные элементы автоматического регулятора могут быть объединены или могут отсутствовать.

Обычно система автоматического регулирования СКВ — это система стабилизации параметров, когда с помощью автоматических регулирующих устройств, устанавливаемых непосредственно около точек формирования регулируемых переменных процессов теплообмена и массообмена, смешения потоков, а также величины потоков, автоматически поддерживаются на заданном уровне значения параметров микроклимата в помещении: температура, относительная влажность, качество воздуха. Иногда используется поддержание заданных значений параметров микроклимата по определенной программе во времени (программное регулирование). Самые простые системы автоматического регулирования — это локальные системы или совокупность нескольких локальных систем, область действия которых ограничивается одним или двумя контурами стабилизации выходных параметров состояния отдельных подсистем, каждая переменная состояния определяется воздействием своего регулирующего органа. Например, относительная влажность воздуха на выходе из блока парового увлажнения при изотермическом увлажнении является функцией расхода пара, который вырабатывается парогенератором, который, в свою очередь, является функцией расхода потребляемой электроэнергии. Температура воздуха на входе в блок парового увлажнения, она же температура приточного воздуха, является функцией расхода теплоносителя через воздухонагреватель первого подогрева. Температура и относительная влажность воздуха определяются самостоятельными каналами регулирования, и каждый параметр формируется под влиянием своего управляющего воздействия.

Объект регулирования — помещение — характеризуется значительно большей инерционностью по сравнению с аппаратами обработки воздуха центральных кондиционеров, в силу чего изменение параметров внутреннего воздуха будет происходить медленнее, чем изменение параметров приточного воздуха при внешних или регулирующих воздействиях. Например, изменение температуры наружного воздуха или изменение расхода или температуры тепло-холодоносителя через теплообменные аппараты СКВ будет быстрее сказываться на изменении температуры приточного воздуха, чем на изменении температуры воздуха в помещении.

Для улучшения качества регулирования применяют каскадные схемы регулирования, в которых есть два регулятора: главный корректирующий и вспомогательный центральный. Структурная схема САР системы кондиционирования воздуха при каскадном способе регулирования представлена на рисунке 11.3.

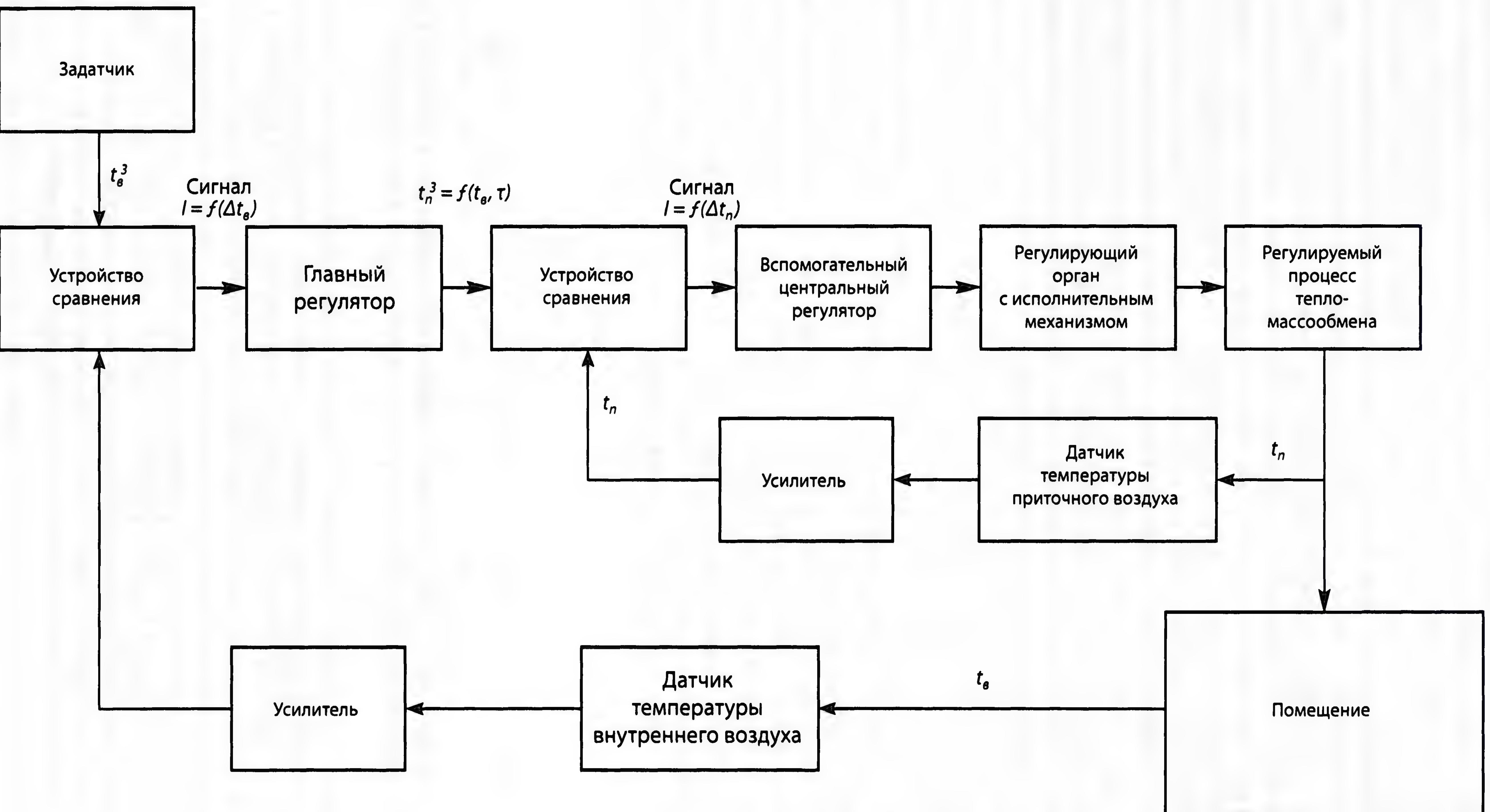


Рисунок 11.3. Структурная схема каскадного способа регулирования:
$t_в$ — температура внутреннего воздуха; $t_п$ — температура приточного воздуха

При каскадном способе регулирования СКВ наряду со стабилизацией основных выходных параметров системы — температуры воздуха в помещении или в вытяжном воздуховоде — стабилизируется промежуточная переменная состояния воздуха, например в данной схеме — температура приточного воздуха. Главный регулятор по сигналу рассогласования текущего и заданного значения температуры воздуха в помещении формирует непрерывный сигнал переменной уставки (заданного значения) температуры приточного воздуха, например согласно графику на рисунке 11.4 как функции температуры воздуха в помещении или как функции отклонения этой температуры от заданного значения. Вспомогательный регулятор получает сигнал рассогласования текущего значения температуры приточного воздуха и уставки и вырабатывает сигнал регулирующего воздействия на исполнительный механизм регулирующего органа аппарата обработки воздуха. Таким образом, главный регулятор используется для выработки и изменения задания вспомогательному регулятору, который формирует регулирующий сигнал на исполнительный механизм. В схеме используется внутренний контур стабилизации промежуточной переменной состояния и внешний контур стабилизации основной переменной состояния. В качестве промежуточной переменной состояния может быть принята также температура «точки росы» при стабилизации основной переменной — относительной влажности воздуха в помещении.

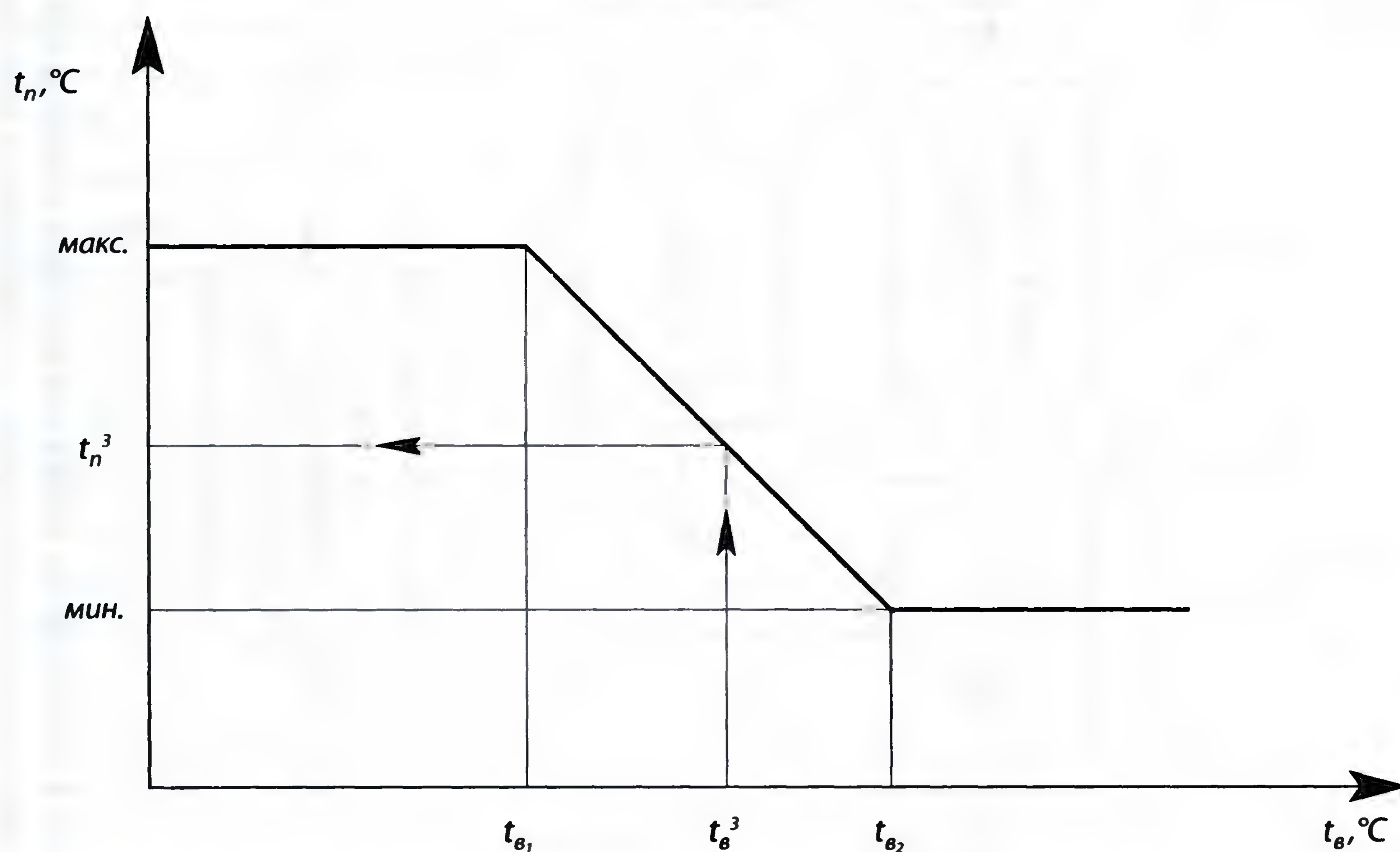


Рисунок 11.4. График изменения температуры приточного воздуха в зависимости от температуры внутреннего воздуха при каскадном способе регулирования

Применение каскадных схем регулирования позволяет получить более высокое качество автоматической стабилизации за счет быстрой выработки управляющего воздействия еще до того, как появится отклонение, например температуры воздуха в помещении. Помимо улучшения качества стабилизации установка датчиков параметров воздуха в приточном воздуховоде при каскадном регулировании существенно упрощает монтаж, наладку системы, т. к. система поставляется со встроенными датчиками и преобразователями параметров приточного воздуха. Применение каскадных схем наиболее эффективно тогда, когда внутренний контур стабилизации обладает значительно большим быстродействием, чем внешний, и когда основные возмущения приложены к звеньям внутреннего контура. При значительной доле внутренних возмущающих воздействий применяют одноконтурные схемы автоматической стабилизации основных параметров воздуха в помещении. Часто стабилизируются только вспомогательные параметры приточного воздуха, параметры воз-

духа в помещении находятся под наблюдением службы эксплуатации, по результатам которых устанавливаются и корректируются заданные значения стабилизируемых переменных на выходе из центрального кондиционера вручную. В этом случае можно считать, что установка кондиционирования воздуха работает в полуавтоматическом режиме.

Появление многофункциональных микропроцессорных контроллеров и включение их в цепочку «датчик — задатчик — управляющее устройство — исполнительный механизм — регулирующий орган — объект регулирования» в качестве управляющего устройства системы автоматического регулирования позволило реализовать элементарные операции машинного управления процессами, такие как индикация данных и слежение за ними для контроля безопасности, сравнение их с нижним и верхним пределами значений переменных с целью подачи сигнала регулирования на исполнительный механизм регулирующего устройства, отключение или включение отдельных элементов системы, а также подача сигнала тревоги, стабилизация параметров, программное автоматическое регулирование, самодиагностика системы.

В системах автоматического регулирования кондиционирования воздуха применяются свободно программируемые контроллеры, которые являются программируемыми цифровыми управляющими приборами на основе микропроцессоров. Они состоят из базового блока (непосредственно контроллера) и сменного электронного модуля, определяющего программу его работы. Каждый сменный модуль содержит электрически перепрограммируемое ПЗУ (программно-запоминающее устройство), в которое занесена заранее программа работы контроллера, реализующая логику управления системой кондиционирования воздуха. Имеются библиотеки стандартных программ для конкретных схемных решений, можно выбрать подходящий под технологическую схему обработки воздуха модуль и подключить его к контроллеру, что упрощает работу проектировщика. Для каждой технологической схемы запрограммированы оптимальные значения параметров, которые сводят к минимуму работы по наладке системы автоматического регулирования. Если не найдено стандартных решений из имеющейся библиотеки программ для модулей, то требуемая программа для специального применения может быть создана на специальном языке программирования, например SAPIM (Structure and Parameter Identification Menu), для программирования контроллеров, и записана в сменный электронный модуль с персонального компьютера.

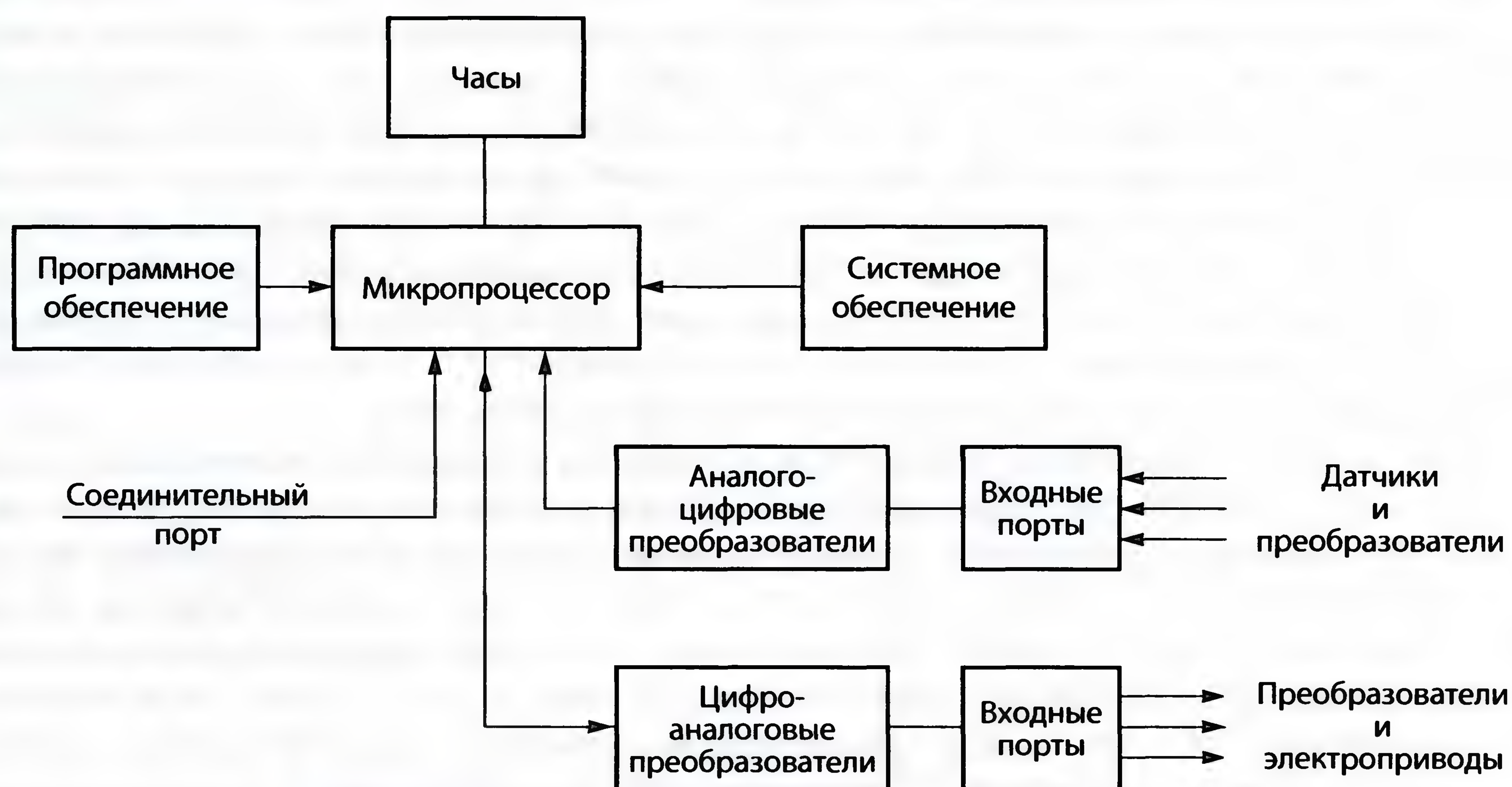


Рисунок 11.5. Структурная схема электронного контроллера

Структурная схема контроллера представлена на рисунке 11.5. Состояние технологического процесса обычно характеризуется аналоговыми сигналами, а микропроцессор оперирует только с дискретной информацией, поэтому на входе и выходе стоят соответственно аналого-цифровые (дискретные) (АЦП) и цифро- (дискретно) аналоговые (ЦАП) преобразователи. Программное обеспечение, реализующее определенный закон управления в контуре регулирования, обеспечивает выполнение следующих операций: считывание заданного и измеренного значения регулируемой переменной, определение их разности, умножение разностного сигнала на коэффициент усиления, выработка сигнала управляющего воздействия, при необходимости преобразование цифрового сигнала в аналоговый. К входным портам контроллера присоединяются датчики и преобразователи регулируемых и контролируемых параметров, входы могут быть аналоговые, дискретные или универсальные. К выходным портам присоединяются исполнительные механизмы регулирующих клапанов, электродвигатели насосов, вентиляторов, рулонных фильтров; выходы могут быть аналоговые, дискретные и универсальные. Контроллеры используются как отдельно установленные устройства или могут быть связаны единой сетью управления зданием с сетевыми контроллерами и выводом полной информации о функционировании центрального кондиционера и о состоянии микроклимата в помещениях здания на диспетчерский пульт. Использование микропроцессорных контроллеров позволяет обеспечить высокую точность, гибкость и надежность системы автоматического регулирования.

Система автоматического регулирования обеспечивает поддержание параметров микроклимата с заданной точностью, которая зависит от назначения системы кондиционирования воздуха. В системах комфортного кондиционирования воздуха в помещении необходимо поддерживать параметры воздуха, определяемые некоторой областью на i – d диаграмме, ограниченной линиями максимальных и минимальных значений температуры и относительной влажности воздуха, определяемых на основе оптимальных значений параметров с учетом допустимого их отклонения.

В системах технологического кондиционирования воздуха обычно необходимо строго поддерживать на заданном уровне один из параметров, допуская колебания другого в довольно широких пределах, например в термоконстантных помещениях — температуру воздуха, в помещениях текстильного производства — относительную влажность воздуха. На i – d диаграмме в этом случае заданные параметры изображаются в виде линии.

Требования к точности поддержания заданных параметров микроклимата варьируют в довольно широких пределах. Для комфортного кондиционирования воздуха допустимые колебания температуры внутреннего воздуха — до ±1 (1,5)°С, относительной влажности воздуха до ±10%; для технологического кондиционирования воздуха — температура воздуха до ±0,5 (1)°С, относительная влажность до ±5%; для специальных систем — температура воздуха до ±0,1°С, относительная влажность до ±2%. Чем выше требования к точности и качеству регулирования, тем более сложной и дорогой будет система автоматического регулирования. Удовлетворять чрезмерно жесткие требования к качеству регулирования далеко не всегда необходимо по условиям работы системы кондиционирования воздуха, особенно при обеспечении комфортных условий.

Важным достоинством оборудования центральных систем кондиционирования воздуха является объединение всех элементов в единую систему с общим устройством управления, в этом смысле очень удобно использовать оборудование одного производителя, который, как правило, предлагает специальную программу и модуль управления всеми элементами системы. Например, все блоки CLIVET (центральные кондиционеры, чиллеры, компрессорно-конденсаторные блоки, фэнкойлы) могут быть объединены в единую систему с помощью программы CLIVET maxi. С этой целью в блоках устанавливают устройство CLIVET talk, которое осуществляет непрерывный обмен информацией о текущих параметрах работы всех блоков и передает эту информацию в центральный модуль управления. Таким образом, в каждом отдельно взятом блоке рабочие параметры контролируются не только непосредственно из условий его работы, но и из условий работы всей системы в целом, и,

соответственно, могут быть оптимизированы. Результатом полной интеграции всех блоков в систему является высокий уровень эффективности работы всей системы и отдельных ее блоков, достигаемый благодаря оптимизации рабочих параметров работы блоков.

Анализ стандартных схем автоматического регулирования центральных систем кондиционирования воздуха

Одним из основных этапов проектирования СКВ является составление задания на проектирование системы автоматического регулирования СКВ специалистом по кондиционированию воздуха вплоть до разработки или выбора из существующих стандартных решений функциональной схемы автоматического регулирования СКВ, для чего он должен уметь читать и понимать эту схему. Уже на этапе выбора технологической схемы обработки воздуха специалист по кондиционированию воздуха должен четко представлять способы управления аппаратами обработки воздуха и возможность их реализации в существующем оборудовании центральных установок кондиционирования воздуха.

Функциональная схема автоматического регулирования системы кондиционирования воздуха указывает, где и какие параметры воздуха должны поддерживаться на заданном уровне, где и какие регулирующие органы необходимо установить, как и на какие устройства они должны воздействовать для получения требуемых процессов обработки воздуха в тепломассообменных аппаратах и блоках смешения СКВ. Каждый производитель центральных кондиционеров, как правило, предлагает набор стандартных схемных решений системы автоматического регулирования, чтобы упростить и ускорить работу проектировщика, в которых используется свободно программируемый контроллер и набор готовых электронных модулей с программным обеспечением, реализующим алгоритм автоматического регулирования СКВ, а также дополнительные элементы оборудования системы автоматического регулирования соответствующих производителей. Обычно это простейшие функциональные схемы, предназначенные для регулирования или стабилизации температуры приточного воздуха, реже — температуры воздуха в помещении, косвенного регулирования относительной влажности воздуха по методу «точки росы». Часто в стандартных функциональных схемах автоматического регулирования центрального кондиционера не предусмотрено регулирование относительной влажности воздуха в помещении, так как обычно оно реализуется локальной системой автоматического регулирования. Относительная влажность воздуха поддерживается на заданном уровне с помощью собственной системы управления блока увлажнения, включающей свой контроллер, датчики относительной влажности воздуха, регулирующие органы с исполнительными механизмами.

В стандартных решениях по автоматическому регулированию центральных систем кондиционирования воздуха помимо стабилизации параметров воздуха также предусмотрены следующие функции:

— наблюдение и контроль значений таких параметров, как температуры наружного воздуха, температуры теплоносителя на выходе из воздухонагревателя первого подогрева, температуры воздуха на выходе из воздухонагревателя первого подогрева с целью защиты его от замерзания;
— диагностика загрязнения фильтров и нормальной работы вентиляторов по перепаду давления до и после этих устройств;
— диагностика аварийных ситуаций;
— защита блока регенерации теплоты от замерзания конденсата в пластинчатом теплообменнике или теплоносителя в системе с промежуточным теплоносителем;
— защита воздушного электронагревателя от перегрева;
— защита электродвигателей вентиляторов и насосов от перегрузки;
— блокировка и отключения электродвигателей вентиляторов, насосов и т.д.

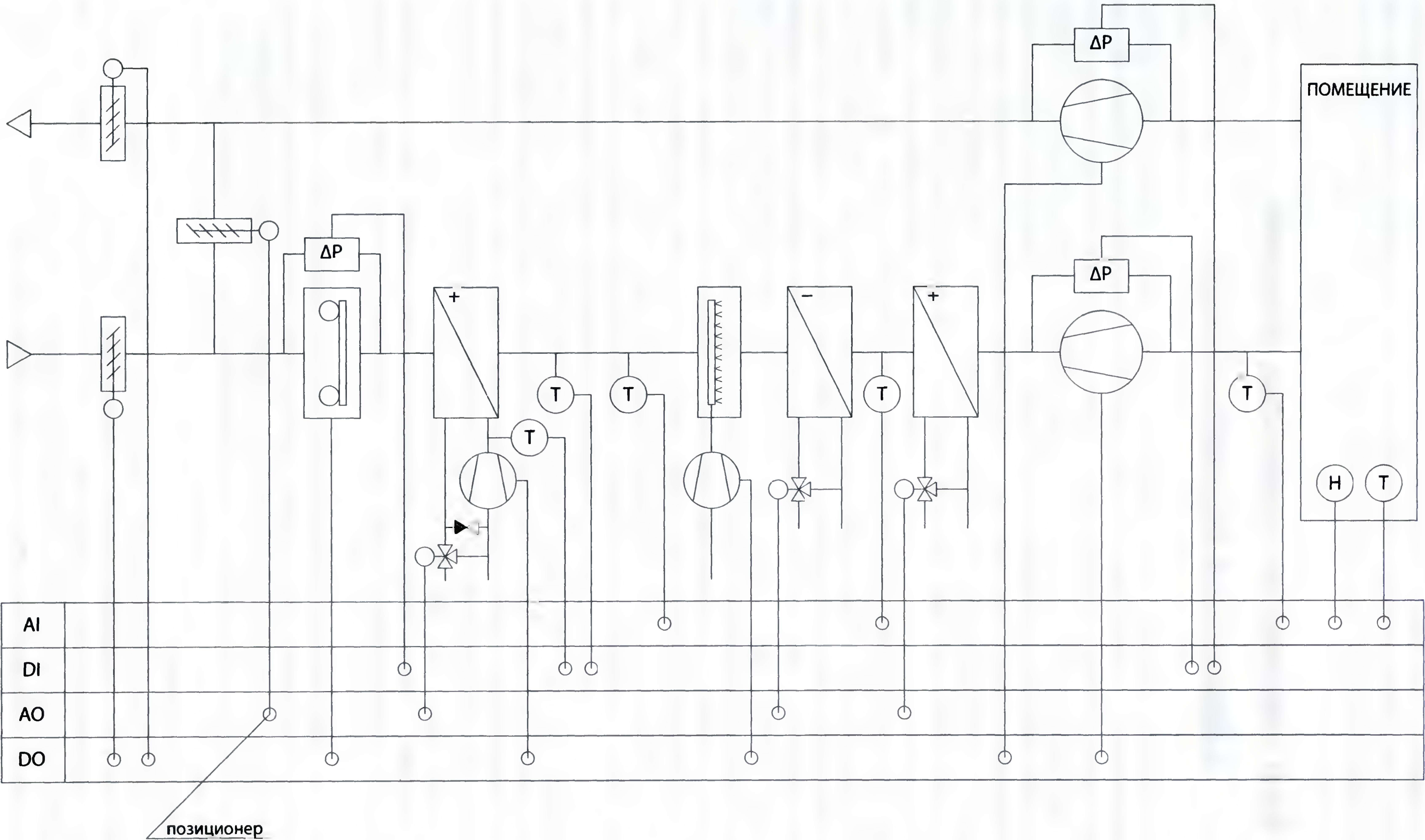


Рисунок 11.6. Функциональная схема автоматического регулирования (стабилизации) температуры и относительной влажности воздуха в помещении:

а) функции: 1 — регулирование температуры и относительной влажности воздуха зимой и летом; 2 — защита от замораживания калорифера; 3 — предварительный прогрев калорифера; 4 — автоматическое закрытие воздушной заслонки при аварии

б) сигнализация: 1 — работа; 2 — опасность замерзания; 3 — фильтр загрязнен; 4 — неисправность вентилятора

Пример функциональной схемы автоматического регулирования (стабилизации) температуры и относительной влажности воздуха в помещении в теплый и холодный период года, разработанной фирмой «Евроклимат», представлен на рисунке 11.6.

Центральный кондиционер имеет следующий набор тепло-массообменных аппаратов обработки воздуха:
— приемно-смесительный блок (первая рециркуляция);
— воздухонагреватели первого и второго подогрева;
— поверхностный воздухоохладитель;
— блок увлажнения воздуха;
— приточный и вытяжной вентиляторы.

В схеме предусмотрено круглогодичное автоматическое регулирование температуры и относительной влажности воздуха в помещении, защита от замерзания воды в воздухонагревателе первого подогрева, предварительный прогрев его при пуске системы. Также есть функции сигнализации: опасность замерзания воды в воздухонагревателе, загрязнение фильтра, неправильная работа вентилятора и функции блокировки воздушных клапанов на наружном и рециркуляционном воздухе, а также электропривода рулонного фильтра, циркуляционного насоса воздухонагревателя первого подогрева, насоса блока увлажнения, приточного и вытяжного вентиляторов. Установлены датчик температуры воздуха в помещении (термостат), канальные датчики температуры в приточном воздуховоде, после воздухонагревателя первого подогрева, после блока увлажнения, датчик относительной влажности воздуха в помещении, дифференциальные датчики реле давления на рулонном фильтре, приточном и вытяжном вентиляторах. Аналоговые входные сигналы обозначены как AI, дискретные входные сигналы — как DI, аналоговые выходные сигналы — как AO и дискретные выходные сигналы — как DO.

Для защиты воздухонагревателей первого подогрева от замерзания воды в трубках установлены контактный датчик температуры воды на выходе из теплообменника и термостат (датчик температуры воздуха) после воздухонагревателя. Когда температура воздуха на выходе из воздухонагревателя достигает заданного минимального значения, например +3°C, и температура воды в обратном трубопроводе опускается ниже заданного на контроллере при наладке уровня, например 25°C, происходит закрытие воздушного клапана приемного блока на наружном воздухе, полное открытие двухходового регулирующего клапана на трубопроводе теплоносителя и отключение вентилятора через некоторый промежуток времени, задаваемый при наладке. Когда система кондиционирования воздуха не работает, вентилятор отключен, а воздушный клапан на наружном воздухе закрыт, то при температуре наружного воздуха ниже +3°C и температуре теплоносителя в обратном трубопроводе ниже 25÷30°C регулирующий клапан открыт полностью, и работает циркуляционный насос. При пуске системы открывается регулирующий клапан на теплоносителе, когда температура воды в обратном трубопроводе повысится до 25°C, включается вентилятор и открывается воздушный клапан на наружном воздухе. Если температура воды в обратном трубопроводе не поднялась до заданного уровня, вентилятор отключается, закрывается воздушный клапан и подается аварийный сигнал.

Используется схема каскадного регулирования, так как стабилизируются промежуточные переменные состояния — температура «точки росы» и температура приточного воздуха.

Регулирование температуры и относительной влажности воздуха в помещении осуществляется по сигналам датчиков температуры и относительной влажности воздуха в помещении по температуре «точке росы». В соответствии с сигналом рассогласования текущего и заданного значения температуры воздуха в помещении определяется заданное значение температуры приточного воздуха, которое сравнивается с текущим значением. В зависимости от сигнала, определяющего отклонение текущего значения температуры приточного воздуха от заданного, вырабатывается управляющее воздействие на исполнительный механизм трехходового регулирующего клапана, изменяющего расход горячей воды, проходящей через воздухонагреватель второго подогрева.

В холодный период года выходной сигнал датчика температуры «точки росы», установленного после блока увлажнения, подается в контроллер, от которого поступает регулирующий сигнал одновременно на электроприводы воздушных клапанов рециркуляционного и наружного воздуха и электропривод двухходового регулирующего клапана на трубопроводе воздухонагревателя первого подогрева. Последовательная работа регулирующих органов обеспечивается соответствующей настройкой контроллера в зависимости от изменения входного сигнала датчика температуры «точки росы». При низком значении «точки росы», когда выходной сигнал ниже заданного, рециркуляционный воздушный регулирующий клапан приемно-смесительного блока и двухходовой регулирующий клапан на трубопроводе полностью открыты. При увеличении температуры «точки росы» сверх заданного значения рециркуляционный воздушный клапан с помощью электропривода постепенно закрывается и прекращается поступление рециркуляционного воздуха, кондиционер будет работать полностью на наружном воздухе. При дальнейшем увеличении температуры «точки росы» начнет закрываться двухходовой регулирующий клапан на трубопроводе воздухонагревателя первого подогрева до полного прекращения подачи теплоносителя на смешение. Блок увлажнения при этом работает с максимальной эффективностью и с постоянным расходом распыляемой воды.

В теплое время года температура и относительная влажность воздуха в помещении поддерживаются на заданном уровне способом каскадного регулирования. При этом изменяются соотношение расходов наружного и рециркуляционного воздуха, расход холодной воды через поверхностный воздухоохладитель и через обводную линию с помощью трехходового разделительного регулирующего клапана на трубопроводе холодной воды и, при необходимости, расход теплоносителя через воздухонагреватель второго подогрева. Алгоритм регулирования, реализованный в программном обеспечении контроллера, обеспечивает последовательную работу регулирующих клапанов.

В схеме отсутствует датчик температуры наружного воздуха, по сигналу которого возможно переключать режимы работы центрального кондиционера.

На рисунке 11.7 представлена функциональная схема прямоточной СКВ с регенерацией теплоты удаляемого воздуха в системе с промежуточным теплоносителем, воздухонагревателями первого и второго подогрева, фреоновым воздухоохладителем, блоком увлажнения. В схеме предусмотрено автоматическое регулирование температуры и относительной влажности приточного воздуха круглогодично, защита от замораживания воздухонагревателя первого подогрева, предварительный прогрев его при пуске системы. Функции сигнализации включают в себя: опасность замерзания воды в воздухонагревателе, опасность замерзания конденсата в потоке удаляемого воздуха, загрязнение фильтра, неправильная работа вентилятора и функции блокировки воздушных клапанов на наружном и удаляемом воздухе, циркуляционного насоса воздухонагревателя первого подогрева, насоса блока увлажнения, приточного и вытяжного вентиляторов, насоса системы регенерации теплоты, компрессора. Установлены канальные датчики температуры и относительной влажности воздуха: в приточном воздуховоде, после воздухонагревателя первого подогрева, после блока увлажнения, дифференциальные датчики реле давления на карманном фильтре, приточном и вытяжном вентиляторах, датчик температуры воздуха после теплообменника в потоке удаляемого воздуха системы регенерации теплоты.

В схеме предусмотрены те же функции защиты от замерзания воды в воздухонагревателе первого подогрева (термостат SK1, канальный датчик BK6), косвенное регулирование относительной влажности воздуха в помещении по температуре «точки росы» круглогодично, что возможно при незначительных колебаниях влагопоступлений в помещении (датчик температуры «точки росы» BK3). В холодный период года выходной сигнал датчика температуры BK3 подается в контроллер, от которого поступает регулирующий сигнал на электропривод двухходового регулирующего клапана на трубопроводе воздухонагревателя первого подогрева. При повышении температуры наружного воздуха в холодный период года по сигналу датчика температуры воздуха BK4 будет уменьшаться расход теплоносителя, подаваемого в воздухонагреватель первого подогрева с помо-

Рисунок 11.7. Функциональная схема автоматического регулирования (стабилизации) температуры и относительной влажности воздуха в помещении:
а) функции: 1 — регулирование температуры и относительной влажности воздуха; 2 — защита от замораживания калорифера; 3 — предварительный прогрев калорифера; 4 — автоматическое закрытие воздушной заслонки при аварии;
б) сигнализация: 1 — работа; 2 — опасность замерзания; 3 — фильтр загрязнен; 4 — неисправность вентилятора;
M1, M2, M3 — приводы водяного клапана; M4, M5 — приводы воздушных заслонок; Yh, Yc — водяные клапаны; F1 — Фильтр; ΔP — реле давления; SK1 — термостат защиты замерзания по воздуху; BK1–BK5 — канальные датчики температуры; BK2 — канальный датчик относительной влажности; BK6 — накладной датчик температуры

щью двухходового регулирующего клапана до полного его закрытия, а затем — уменьшаться расход промежуточного теплоносителя через теплообменник в потоке удаляемого воздуха системы регенерации теплоты с помощью трехходового регулирующего клапана, перераспределяющего потоки промежуточного теплоносителя через теплообменник и обводную линию. Защита промежуточного теплоносителя от замерзания не обеспечивается, так как используется незамерзающий раствор. Для защиты теплообменника в потоке удаляемого воздуха от инеееобразования установлен канальный датчик температуры воздуха ВК5, по сигналу которого с помощью трехходового регулирующего клапана полностью открывается обводная линия и промежуточный теплоноситель не пропускается через теплообменник. Более надежная защита от инееобразования обеспечивается по сигналу датчика перепада давлений по воздуху на теплообменнике в потоке удаляемого воздуха. Блок увлажнения работает только в холодный период с постоянным расходом воды, обеспечивая относительную влажность воздуха на выходе 90÷95 % и максимальный коэффициент адиабатной эффективности.

Охлаждение воздуха в теплый период года обеспечивается фреоновым поверхностным воздухоохладителем, управление которым осуществляется по датчику температуры ВК3 путем двухпозиционного регулирования («вкл-выкл» компрессора), отключения одного контура в двухконтурном воздухоохладителе или путем «перепуска горячего газа» (локальная система автоматического регулирования, не отображенная в этой схеме). В теплый период года параметры приточного воздуха, в том числе и относительная влажность воздуха, поддерживаются путем изменения расхода теплоносителя через воздухонагреватель второго подогрева с помощью трехходового регулирующего клапана по сигналу канальных датчиков температуры ВК1 и относительной влажности воздуха ВК2 в потоке приточного воздуха.

Основной принцип работы стандартных схем — обеспечение работоспособности и поддержание некоторых заданных параметров, чаще температуры воздуха. Это необходимое, но не достаточное условие работы системы автоматического регулирования. В стандартных схемах, как правило, мало либо вовсе не реализуются технологические решения, направленные на энергосбережение, а следовательно не реализуется и управление энергосберегающими процессами и не достигается снижения затрат теплоты, холода и электроэнергии. В качестве параметров для сравнения текущих значений регулируемых величин не указывается значение регулируемых или контролируемых параметров воздуха, либо предусматривается задание некоторых абстрактных значений регулируемых или промежуточных параметров состояния воздуха. Эти параметры всегда индивидуальны для конкретного объекта, особенно при технологическом кондиционировании воздуха, да и при комфортном кондиционировании воздуха определяются географическим месторасположением объекта, тепло-влажностными нагрузками в помещении, и определяют переход СКВ с одного режима работы на другой.

Стандартные схемы со стабилизацией только температуры приточного воздуха применяются достаточно часто независимо от особенностей и характера изменения отдельных составляющих нагрузки на СКВ помещения. Ассимилирующая способность приточного воздуха в помещении определяется его параметрами и, в частности, температурой приточного воздуха, которая для пиковых условий определяется расчетом, а в процессе регулирования должна изменяться в соответствии с изменяющейся нагрузкой на СКВ при постоянном расходе приточного воздуха в центральных воздушных системах. В настоящее время системы с переменным расходом воздуха также предусматривают изменение температуры приточного воздуха. В некоторых стандартных схемах автоматического регулирования обеспечивается поддержание на заданном уровне (стабилизация) температуры приточного воздуха, например 20°C, независимо от изменяющейся тепловой нагрузки в помещении, сезона года, в системе с постоянным расходом приточного воздуха («Веза»). Такая схема может применяться только в помещениях с постоянными внутренними воздействиями, а также для помещений без окон и других наружных ограждений, а также в центральной установке водовоздушной системы кондиционирования воздуха. При этом температура приточного воздуха

в последнем случае должна иметь более низкое значение и определяться для конкретного объекта расчетом с учетом выбранного способа распределения воздуха [8].

Стандартные схемы автоматического регулирования не могут отразить всех возможных вариантов технологической схемы обработки воздуха, в том числе и реализующих энергосберегающие технологии.

В схемах с использованием воздухонагревателей второго подогрева («Евроклимат», «Мовен», «VTS CLIMA») регулирование температуры воздуха в помещении и косвенное поддержание относительной влажности воздуха обеспечивается путем регулирующего воздействия — изменения расхода теплоносителя постоянной температуры через воздухонагреватель второго подогрева. До сих пор в России применяется самый неэффективный способ регулирования относительной влажности воздуха в помещении — метод «точки росы», что не способствует снижению расхода холода, теплоты и электроэнергии. В. А. Филипповым еще в 1939 году было сказано: «Как это ни покажется странным, но необходимо сначала охладить наружный воздух, а затем перед пуском в зал подогреть его» [32]. Таким образом, последовательно осуществляются два взаимоисключающих процесса обработки воздуха, в каждом из которых приходится затрачивать энергию. Поэтому в помещениях, где допустима рециркуляция, часто целесообразно перераспределить расход рециркуляционного воздуха на первую и вторую рециркуляцию, особенно в схеме с фреоновым поверхностным воздухоохладителем, для которого существует проблема практически нерегулируемого низкого значения температуры воздуха после охлаждения, что требует устройства второго подогрева, второй рециркуляции или обводного канала. В 1944 году В. Гудман, а в последующие годы Е. Е. Карпис и Г. В. Архипов показали, что исключение второго подогрева применением второй рециркуляции в теплое время года позволяет экономить не только расход теплоты, но и холод. Е. Е. Карпис обосновал, что использование байпаса блока увлажнения, так же как и применение второй рециркуляции, летом дает значительную экономию теплоты и холода [24]. В последующем А. Я. Креслинь использовал байпасирование камеры орошения при разработке метода оптимальных режимов регулирования СКВ [32]. Методика теплотехнического расчета управляемых процессов адиабатного увлажнения воздуха в различных контактных аппаратах разработана Л. М. Зусмановичем, схемы автоматического регулирования адиабатных управляемых процессов защищены авторскими свидетельствами [71].

К сожалению, эти энергосберегающие решения не отражены в существующих стандартных схемах автоматического регулирования центральных кондиционеров. Обычно блоки увлажнения разного типа, кроме форсуночных камер орошения, комплектуются локальными системами автоматического регулирования относительной влажности воздуха с собственными контроллерами. Например, в блоках парового увлажнения реализовано двухпозиционное автоматическое регулирование, в современных высокотехнологичных блоках увлажнения распылительного типа реализован принцип управляемого процесса адиабатного увлажнения воздуха в локальной системе автоматического регулирования.

Часто в стандартных схемах вовсе отсутствует блок увлажнения («VTS CLIMA», «IMP KLIMAT», «ВЕЗА»), что исключает поддержание оптимальных параметров воздуха в холодное время года. Такие схемы требуют доработки с учетом включения в технологическую цепочку блока увлажнения и дополнения системы автоматического регулирования СКВ локальной системой автоматического регулирования этого блока. Например, схема, предлагаемая фирмой «Мовен», включает блок увлажнения, в котором используется двухпозиционное регулирование «вкл-выкл» парогенератора для поддержания заданного значения относительной влажности воздуха в помещении.

В тех схемах, где отсутствует второй подогрев, в теплое время года при использовании поверхностного водяного воздухоохладителя регулирующим воздействием является расход холодоносителя, изменяемый трехходовым или двухходовым регулирующим клапаном.

Простейшие стандартные решения объясняются тем, что при стабилизации нескольких переменных, например температуры и относительной влажности воздуха, возникают сложности, так как

контуры стабилизации переменных, определяемые заданной последовательностью технологических процессов, помимо взаимосвязанности характеризуются структурной вариантностью и переменностью. Это означает, что одно и то же регулирующее воздействие в различных технологических режимах может быть в составе различных контуров стабилизации, и в одном и том же контуре стабилизации внутри одного технологического режима могут использоваться различные каналы регулирующих воздействий. Например, соотношения наружного и рециркуляционного воздуха в камере смешения или расход воды в блоке увлажнения могут изменяться в процессе стабилизации либо температуры, либо относительной влажности воздуха на выходе из центрального кондиционера.

Поэтому обычно в стандартных схемах использовано ограниченное количество регулирующих воздействий только применительно к поверхностным теплообменникам, тогда как в контактных аппаратах используются неуправляемые процессы адиабатного увлажнения; кроме того, применяемые вентиляторы и насосы камер орошения чаще всего имеют постоянное число оборотов.

В стандартных схемах не могут быть определены параметры наружного воздуха (температура и энтальпия), при которых следует переключать режимы работы СКВ, например режим увлажнения и режим охлаждения с осушением, так как предусмотрен только датчик температуры наружного воздуха, и то не всегда. В стандартных схемах не могут быть учтены исходные данные, отражающие климатические особенности местности и особенности процессов ассимиляции теплоты и влаги в помещении, изменение тепловой и влажностной нагрузки на СКВ.

Также не учтены в стандартных схемах особенности гидравлического режима источника холода и теплоты, а также системы тепло-холодоснабжения при выборе схемы обвязки воздухонагревателей и воздухоохладителей трубопроводами и типа регулирующего клапана с соответствующей характеристикой (см. Главу 10).

Кроме того из трех возможных параметров состояния и состава воздуха (температура, относительная влажность и концентрация CO_2) стабилизируется чаще всего только температура воздуха. Нет ограничения по минимальному расходу наружного воздуха в схемах с рециркуляцией или с переменным расходом наружного воздуха. В схемах с переменным расходом воздуха отсутствует стабилизация статического давления в воздуховодах («VTS CLIMA»). Датчики концентрации CO_2 не применяются, что связано с их высокой стоимостью, тогда как стабилизация концентрации CO_2 в помещении при изменении нагрузки (количества людей), сокращает расход наружного воздуха, а также расход теплоты и холода на его обработку, а в прямоточных системах — также и расход электроэнергии.

Основные принципы составления функциональной схемы автоматического регулирования

Обычно функциональную схему автоматического регулирования составляет специалист по кондиционированию воздуха совместно со специалистом по автоматическому регулированию, для чего он должен быть знаком с основными положениями теории автоматического регулирования, представлять механизм реализации управляющих воздействий, знать возможность реализации управляющих воздействий в современном оборудовании, в том числе и в источниках теплоты и холода. Научиться принципам составления функциональной схемы необходимо также для понимания и правильного применения стандартных решений по автоматизации центральных кондиционеров.

Исходными данными для составления функциональной схемы автоматического регулирования являются технологическая схема обработки воздуха в СКВ, i – d диаграмма с изображением режимов работы системы и границ режимов при изменении параметров наружного воздуха, тепловой и влажностной нагрузки (см. Главу 7).

Последовательность составления функциональной схемы автоматического регулирования следующая:

1. Выбирают и размещают первичные преобразователи (датчики) регулируемых и контролируемых параметров воздуха. Датчики температуры воздуха устанавливают: в обслуживаемой (рабочей) зоне помещения или в канале вытяжного воздуха при заметной неоднородности температуры в обслуживаемой (рабочей) зоне, в канале наружного воздуха, фиксирующие температуру по сухому и мокрому термометру, в канале приточного воздуха. При необходимости точного поддержания относительной влажности воздуха устанавливают датчики относительной влажности воздуха в обслуживаемой (рабочей) зоне помещения или в канале удаляемого воздуха. Место установки датчика температуры и относительной влажности воздуха выбирают в каждом конкретном случае применительно к объекту регулирования. Следует устанавливать датчики так, чтобы они были защищены от влияния радиационного облучения, чтобы на показания датчиков не сказывались неравномерное поле параметров на выходе из аппаратов обработки воздуха и изменение аэродинамики потоков воздуха. Датчик следует устанавливать в помещении в месте, отражающем некоторую среднюю температуру или относительную влажность воздуха в помещении: в пределах рабочей или обслуживаемой зоны, на удалении от нагретых и охлажденных поверхностей вне прямого излучения, а также вне влияния посторонних воздушных потоков и потоков массы водяного пара. В качестве таких датчиков применяются комнатные термостаты и гигростаты, устанавливаемые на стене помещения.

При значительной неравномерности параметров воздуха в пределах рабочей или обслуживаемой зоны датчик температуры (относительной влажности) воздуха устанавливают в вытяжном воздуховоде, но при этом наличие градиента температуры в помещении требует внесения некоторых корректив в настройку датчика. Часто в помещениях с незначительными или постоянными влаговыделениями применяют косвенное поддержание относительной влажности воздуха путем стабилизации температуры воздуха после оросительной камеры или воздухоохладителя, устанавливая датчик температуры «точки росы» в канале приточного воздуха. В этом случае применяется канальный датчик температуры воздуха. Канальные датчики температуры воздуха могут быть установлены после блоков обработки воздуха для стабилизации параметров промежуточного состояния воздуха в каскадных схемах регулирования. Например, в СКВ с первой рециркуляцией и управляемым процессом в поверхностном воздухоохладителе устанавливают датчик температуры приточного воздуха, по которому регулируется соотношение расходов наружного и рециркуляционного воздуха для 4 зоны и степень подогрева смеси минимального расхода наружного и рециркуляционного воздуха для 3 зоны в воздухонагревателе первого подогрева (см. Главу 7).

При управляемых процессах увлажнения воздуха устанавливают датчик температуры «мокрого» термометра, характеризующий энтальпию приточного воздуха, для регулирования степени охлаждения и увлажнения приточного воздуха. В качестве датчика температуры «мокрого» термометра используют стандартный погружной датчик температуры, устанавливаемый либо ниже уровня воды в стенке поддона блока увлажнения либо выше уровня воды в поддоне в смачиваемом тканевом чехле, конец которого опущен в воду. После блока увлажнения в потоке приточного воздуха устанавливают канальный датчик относительной влажности для контроля максимального значения этого параметра.

С целью защиты электрического воздухонагревателя от превышения температуры воздуха на выходе сверх допустимых пределов устанавливается термостат защиты электрического воздухонагревателя, который отключает питание электронагревателя и включает его при снижении температуры воздуха на выходе до определенной величины.

В схемах с пластинчатым или регенеративным вращающимся теплообменником системы регенерации теплоты, в системах с промежуточным теплоносителем устанавливают канальный датчик температуры в потоке удаляемого воздуха на выходе из теплообменника для защиты от замерзания конденсата. В системах регенерации теплоты с промежуточным теплоносителем следует установить контактный датчик температуры на трубопроводе промежуточного теплоносителя на выходе из теплообменника в потоке приточного воздуха.

Для защиты от замерзания воды в трубках воздухонагревателя первого подогрева устанавливают контактный датчик температуры воды на обратном трубопроводе и датчик температуры воздуха перед или после воздухонагревателя. В стандартных схемах применяется датчик-реле температуры в качестве термостата угрозы замерзания воздухонагревателя первого подогрева, устанавливаемый после теплообменника.

Контроль загрязненности фильтра осуществляется с помощью дифференциальных датчиков-реле давления по воздуху, которые подключаются с помощью пластиковых трубок до и после фильтра к патрубкам в корпусе кондиционера. Аналогичные датчики устанавливаются для контроля работы вентиляторов по перепаду давления. Также дифференциальные датчики давления необходимо устанавливать для контроля перепада давления в потоке удаляемого воздуха до и после теплообменника регенерации теплоты, так как рост перепада давления свидетельствует о замерзании образующегося конденсата.

Все датчики соединяют линиями с контроллером.

2. Выбирают управляющие воздействия на функциональные блоки СКВ, последовательно рассматривая приемно-смесительный блок в схеме с рециркуляцией воздуха, воздухонагреватель, блоки увлажнения воздуха, воздухоохладитель, блоки осушения воздуха, вентилятор, насосы, теплообменники регенерации теплоты удаляемого воздуха. По результатам выбора способов регулирования на схеме указывают выбранное устройство для регулирования — воздушный регулирующий клапан, водяной регулирующий клапан, электропривод насоса или вентилятора.
3. Согласование регулируемых параметров в помещении с возможными управляющими воздействиями. Анализ стандартных схем автоматического регулирования, выбор аналога и соответствующего программного обеспечения. Разработка алгоритма автоматического регулирования СКВ в виде блок-схемы, реализующего выбранную последовательность управления процессами тепловлажностной обработки воздуха при изменении параметров наружного климата и изменении тепло- и влагопоступлений в помещении, определенную на основе годового анализа режима работы СКВ (см. Главу 7). При необходимости корректировка стандартной схемы и перепрограммирование сменного блока контроллера. Описание работы схемы автоматического регулирования.

Температура и относительная влажность воздуха в помещении поддерживается постоянной при наличии второго подогрева посредством регулирования расхода теплоносителя через воздухонагреватель (регулирование по методу «точки росы»).

Если второй подогрев отсутствует, то температура и относительная влажность воздуха поддерживается:

— регулированием степени нагревания или охлаждения приточного воздуха в соответствующих аппаратах обработки воздуха при изменении расхода воды, распыляемой форсунками при адиабатном увлажнении;
— включением или отключением кассет блока сотового увлажнителя;
— при изменении производительности генератора пара, изменении расхода холодной воды при управляемых процессах в поверхностном воздухоохладителе, изменении расхода воды в поверхностном воздухонагревателе, изменении расхода воздуха через обводной канал и аппарат тепловлажностной обработки воздуха (метод оптимальных режимов).

В соответствии с принятыми решениями микропроцессорный блок соединяют линиями с соответствующими исполнительными механизмами регулирующих клапанов и электроприводами насосов и вентиляторов. На линиях, соединяющих электрические преобразователи (датчики) с микропроцессорным контроллером, подписывают значение регулируемых параметров, определяемых из построения на i – d диаграмме.

Границами режимов работы СКВ являются изоэнтальпы. Для переключения с одного режима на другой следует предусмотреть сигнализацию по сигналу датчика температуры «сухого» и «мокрого»

термометра в канале наружного воздуха, например, для включения холодильной машины датчик настраивается на энтальпию $I_{п}^{л}{}_{max}$ (см. Главу 7).

4. Предусматривают устройства автоматического управления, реализующие функции контроля параметров, обеспечивающих надежную и безопасную работу центрального кондиционера, сигнализацию аварийных режимов. Для герметизации системы в нерабочее время, что важно в холодный период года, воздушные клапаны наружного и вытяжного воздуха, имеющие автоматический электропривод, должны быть сблокированы с электродвигателями вентиляторов так же, как и электродвигатели насоса блока увлажнения, воздухонагревателя первого подогрева, компрессора, вытяжного вентилятора.

Управляющие воздействия в аппаратах обработки воздуха центрального кондиционера

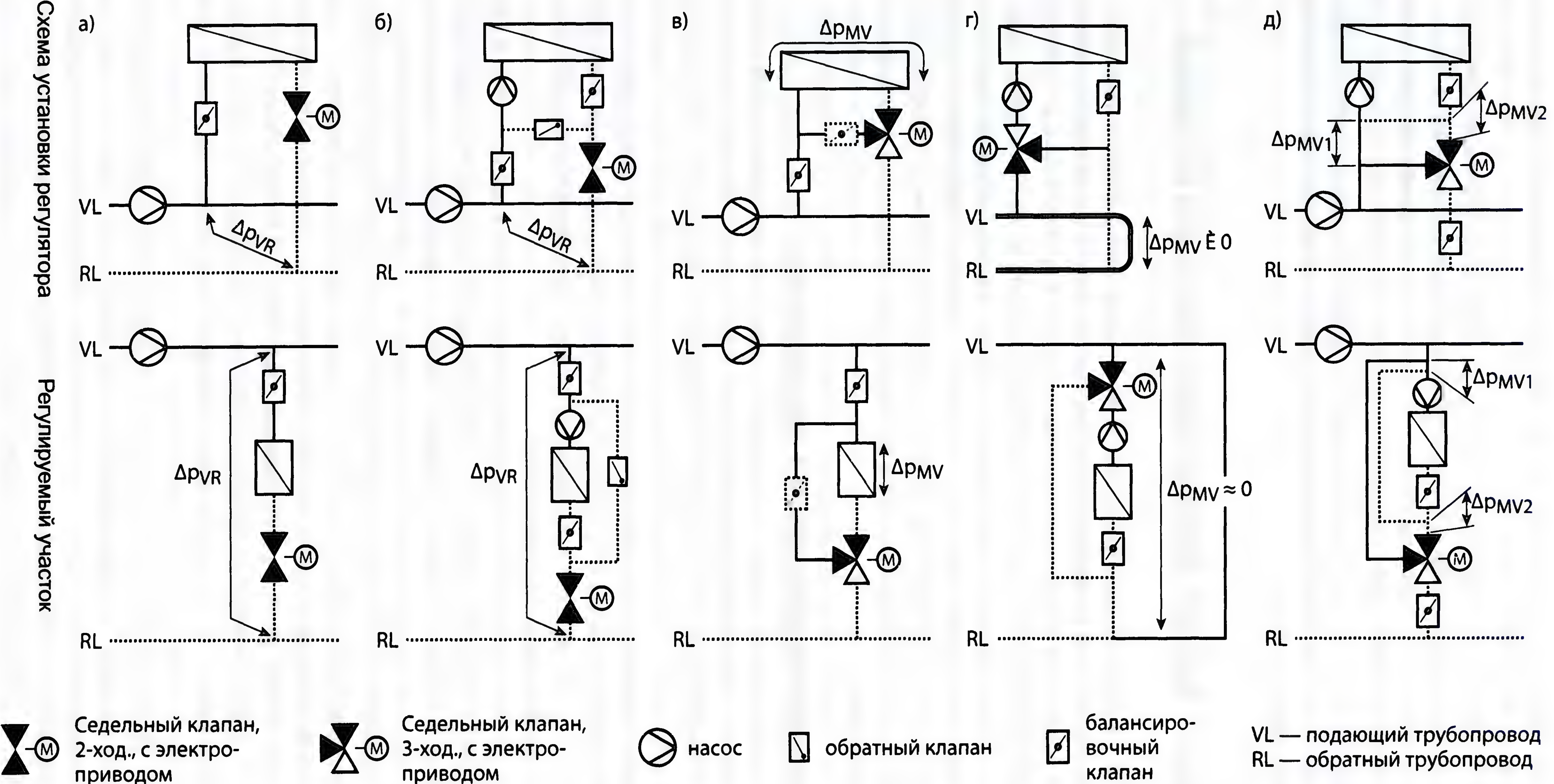
В системах автоматического регулирования средством для поддержания необходимого значения регулируемого параметра является управляющее воздействие. При регулировании параметров воздуха в помещении или на выходе из аппарата обработки воздуха управляющим воздействием в общем случае является изменение количества передаваемой или отбираемой теплоты и условий теплообмена, осуществляемое совместным или раздельным регулированием температуры и расхода воды (теплохолодоносителя) или расхода воздуха, а также изменением соотношения расходов воздуха, проходящего через аппарат обработки и по воздушному байпасу. При регулировании параметров воздуха на выходе из смесительного блока управляющим воздействием является изменение расходов смешиваемых потоков.

Поверхностные воздухоохладители и воздухонагреватели

Одним из основных элементов центрального кондиционера является поверхностный теплообменник, используемый в качестве воздухонагревателя первого и второго подогрева, а также воздухоохладителя. Гидравлические схемы тепло-холодоснабжения поверхностных теплообменников отличаются большим разнообразием, возможные схемы и условия их выбора подробно рассмотрены в Главе 10. В рассмотренных схемах применяются разные способы управления поверхностными теплообменниками и, соответственно, разные типы регулирующих клапанов и разные места их установки. Можно выделить пять основных схем установки регулирующего клапана на трубопроводе в обвязке поверхностного теплообменника (рисунок 11.8).

Для регулирования теплопроизводительности воздухонагревателя изменением расхода теплоносителя устанавливают регулирующий проходной двухходовой клапан на обратном трубопроводе (рисунок 11.8 а, дроссельный контур) или трехходовой разделительный клапан, перераспределяющий потоки теплоносителя между воздухонагревателем и обводной линией по воде (рисунок 11.8 в, разделяющий контур). Для более надежной защиты от замерзания используют способ изменения температуры воды на входе в воздухонагреватель, устанавливая смесительно-циркуляционный насос, подмешивающий обратную воду к горячей воде в определенном соотношении для достижения требуемой температуры воздуха на выходе из аппарата, и регулирующий двухходовой клапан (рисунок 11.8 б, смешивающий контур с дроссельным контуром) или смесительный трехходовой клапан (рисунок 11.8 г, смешивающий контур; рисунок 11.8 д, смешивающий контур с возможным байпасом — пунктирная линия).

В схеме с дроссельным контуром (рисунок 11.8 а), наиболее распространенной в прошлом в отечественной практике для регулирования калориферов и воздухонагревателей первого подогрева, изменяется количество, а следовательно и скорость теплоносителя, протекающего в трубках теплообменника. Одновременно изменяется коэффициент теплопередачи и перепад давления на регулирующем клапане. Все это осложняет работу системы автоматического регулирования при пере-



Δp_{VR} — потери давления в теплообменнике при номинальной нагрузке

Δp_{MV} — потери давления в теплообменнике с переменным расходом при номинальной нагрузке

Фильтры и запорные клапаны не указаны.

Рисунок 11.8. Схемы установки регулирующего клапана в обвязке теплообменника:
а) дроссельный контур; б) подмешивающий контур с дроссельным устройством; в) разделяющий контур; г) смешивающий контур; д) подмешивающий контур

ходных процессах регулирования, так как постоянная времени и коэффициент передачи (термины, принятые в технике автоматического регулирования) будут переменны.

В схеме с разделяющим контуром (рисунок 11.8 в) часть воды проходит через обводную линию, другая часть — через теплообменник. При этом способе регулирования изменяется расход воды, протекающей по трубкам теплообменника, а также коэффициент теплопередачи, но остается постоянным общий расход и перепад давлений в контуре источника теплоты и холода. Схема применяется для поверхностных воздухонагревателей второго подогрева из-за постоянства температуры горячей воды на входе в теплообменник и для поверхностных воздухоохладителей (ограничения при регулировании температуры холодной воды, связанные с узким диапазоном ее изменения). Для регулирования холодопроизводительности воздухоохладителя устанавливают регулирующий распределительный трехходовой клапан на трубопроводе холодной воды (рисунок 11.8 в) с целью сохранить расход холодоносителя неизменным в контуре холодоснабжения при регулировании, что необходимо для устойчивой работы чиллера при одноконтурной схеме.

В схемах со смешением (рисунки 11.8 б, г, д) при изменении температуры поступающей в теплообменник воды за счет смешения части воды, прошедшей теплообменник, с водой от источника расход воды и скорость теплоносителя в трубках остаются постоянными, а следовательно и коэффициент теплопередачи теплообменника. Поэтому постоянная времени и коэффициент передачи во всем диапазоне изменения производительности изменяться не будут. Расход воды в контуре потребителя при этом способе регулирования изменяется, если не предусмотреть байпас.

Регулирование поверхностных воздухонагревателей, работающих на паре, а также фреоновых воздухоохладителей может быть двухпозиционным, ступенчатым путем устройства двух независимых контуров или путем изменения расхода воздуха через теплообменник перепуском части воздуха через обводной канал с воздушным клапаном. В последнем случае заданная температура воздуха поддерживается путем изменения соотношения количества воздуха через теплообменник и байпас.

Для упрощения уравнений, описывающих переходные процессы системы автоматического регулирования, в теории автоматического регулирования стремятся к тому, чтобы между количеством передаваемой теплоты в теплообменнике и регулирующим воздействием, вырабатываемым регулятором, была линейная зависимость. Для этого следует подобрать статические характеристики цепочки из последовательно соединенных нелинейных звеньев (механизма сопряжения регулирующего органа с исполнительным механизмом, регулирующего органа и теплообменника) так, чтобы их общая статическая характеристика была линейной. Суммарная статическая характеристика системы автоматического регулирования СКВ зависит от статических характеристик отдельных элементов, составляющих систему. Статическая характеристика поверхностного теплообменника — графическая зависимость относительного количества передаваемой теплоты от отношения регулирующего воздействия (расхода, температуры воды и воздуха) к расчетному значению того же параметра.

Статические характеристики поверхностного теплообменника могут быть построены на основе зависимости относительного изменения количества передаваемой теплоты от регулируемых величин расхода и температуры теплоносителя, расхода воздуха. Архиповым Г. В. [3] показано, что замена средней логарифмической разности температур на разность средних температур жидкости и воздуха упрощает расчеты и не приводит к значительной погрешности. В этом случае для поверхностных теплообменников при изменении температуры обеих теплообменивающихся сред он получил зависимость, которая имеет вид:

$$\frac{Q'}{Q}=\frac{G_w'}{G_w}\frac{G_в'}{G_в}\frac{k'F}{kF}\frac{(t_1'-t_{вк}')}{(t_1-t_{вк})}\frac{(2G_wG_в+kF(G_в-G_w))}{(2G'_wG'_в+k'F(G'_в-G'_w))}, \qquad (11.1)$$

где $G_в$, G_w — расходы воздуха и воды, кг/с;

$t_{вк}$ — конечная температура воздуха, °C;

t_1 — начальная температура жидкости, °C;

k — коэффициент теплопередачи, Вт/м^2 °С;

F — площадь поверхности теплообмена, м^2.

Значения регулируемых воздействий с верхним индексом соответствуют текущим значениям величин, изменяющимся при регулировании.

Статическая характеристика поверхностного теплообменника, а следовательно характер изменения количества передаваемой теплоты, зависят от выбранного способа регулирования теплоотдачи: изменение расхода жидкости, расхода воздуха, одновременное изменение расхода воздуха и жидкости, изменение температуры жидкости на входе в теплообменник.

Анализ зависимости (формула 11.1) показывает, что при регулировании количества передаваемой теплоты изменением расхода жидкости статические характеристики являются нелинейными.

Нелинейная статическая характеристика теплообменника при изменении расхода жидкости представлена на рисунке 11.9 а: при малых изменениях расхода и скорости воды количество теплоты изменяется значительно; при больших скоростях количество теплоты изменяется незначительно из-за малого изменения коэффициента теплопередачи теплообменника; при скоростях жидкости больше 0,5 м/с происходит так называемое «насыщение» регулировочной характеристики.



Рисунок 11.9. Суммарная статическая характеристика звена автоматического регулирования «теплообменник — регулирующий клапан»:

а) характеристика теплообменника; б) равнопроцентная характеристика регулирующего клапана; в) суммарная характеристика

При нелинейной статической характеристике теплообменника рекомендуется так подбирать статические характеристики отдельных элементов объекта регулирования, чтобы их суммарная статическая характеристика была линейная. Поэтому в этом случае следует подобрать регулирующий клапан с нелинейной характеристикой плунжера, например равнопроцентной (рисунок 11.9 б), так, чтобы суммарная статическая характеристика звена автоматического регулирования «теплообменник — регулирующий клапан» была линейная (рисунок 11.9 в). Таким образом, при использовании схемы на рисунке 11.8 а следует подбирать двухходовой регулирующий клапан с равнопроцентной характеристикой.

В шаровых клапанах «Belimo» (рисунок 11.10), имеющих изначально нелинейную характеристику, устанавливают специальный корректирующий диск, обеспечивающий равнопроцентную характеристику. В результате получают линейную суммарную характеристику звена «теплообменник — шаровой регулирующий клапан «Belimo» (рисунок 11.11).

Данный способ управления имеет особенности, связанные с ограничениями по минимальному расходу воды для предотвращения замораживания теплообменника. Постоянная времени, характеризующая инерционность переходного теплового процесса, сильно зависит от переменной скорости движения жидкости в трубках теплообменника, что усложняет выбор настроек регулятора.

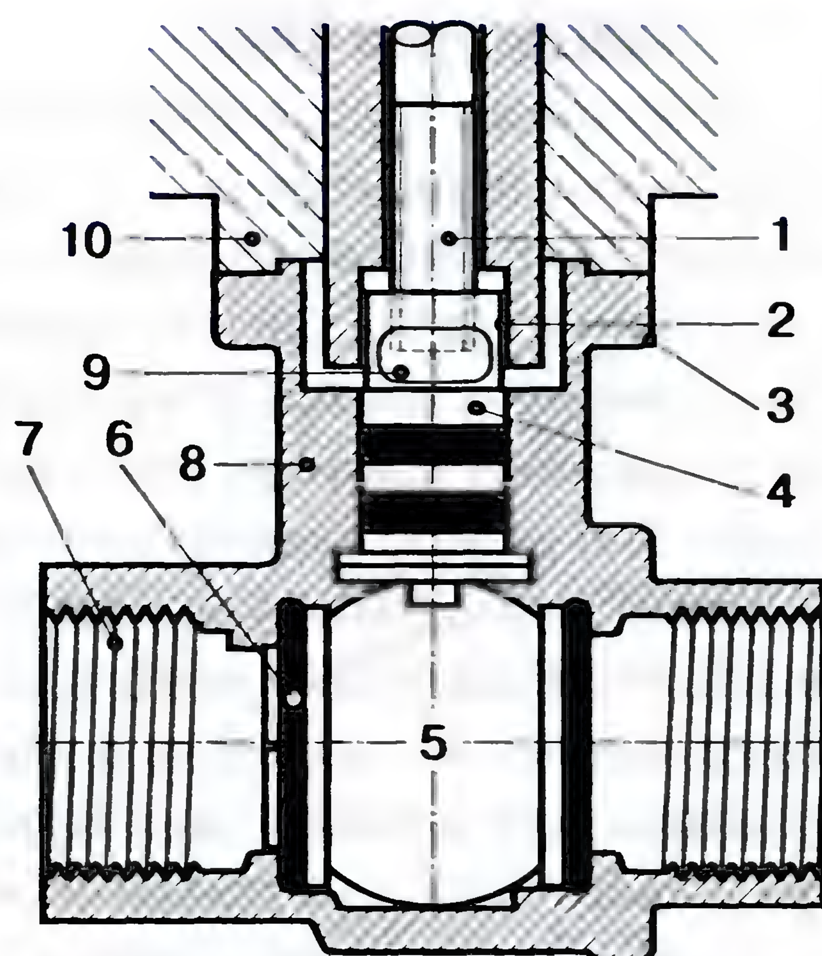


Рисунок 11.10. Шаровой регулирующий клапан Belimo:

1 — удобное простое крепление с центральным винтом. Электропривод может устанавливаться в различных положениях; 2 — вал с квадратной головкой для крепления электропривода; 3 — универсальный установочный фланец. 4 — вал с двумя уплотнительными кольцами; 5 — шар и вал из нержавеющей стали; 6 — корректирующий диск, обеспечивающий равнопроцентную характеристику потока; 7 — муфтовое соединение по ISO7/1; 8 — литой корпус из никелированной латуни; 9 — вентиляционное окошко для предотвращения скопления конденсата; 10 — тепловая изоляция привода от клапана

При регулировании изменением температуры жидкости статические характеристики теплообменника линейные (см. зависимость на рисунке 11.1), коэффициент теплопередачи теплообменника — постоянная величина. Динамическая характеристика — постоянная времени при неизменном расходе воздуха — строго постоянна, при переменном расходе воздуха изменяется незначительно. В этом случае подбирают регулирующий клапан с линейной характеристикой плунжера (схема на рисунке 11.8 б).

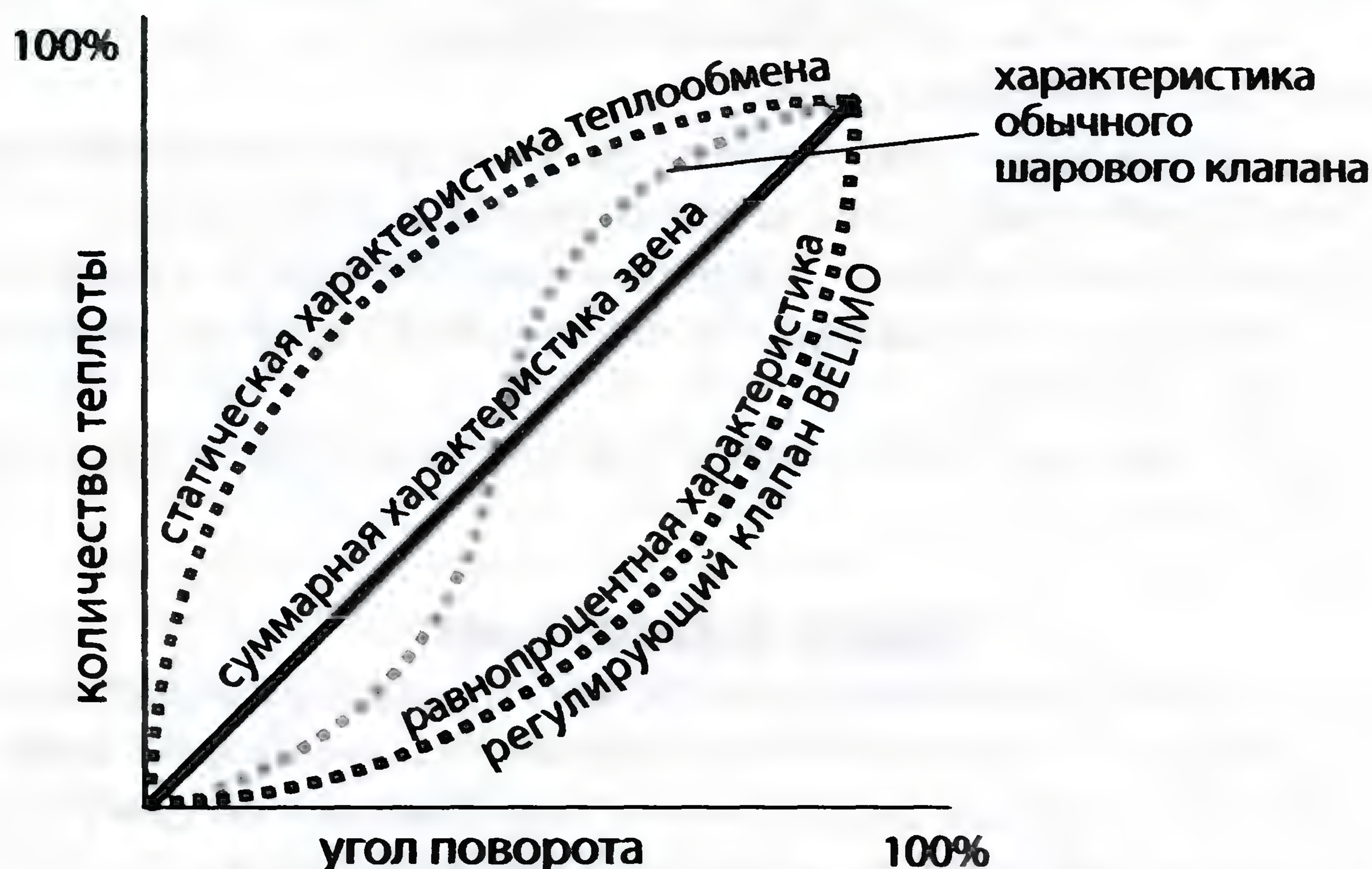


Рисунок 11.11. Линейная суммарная характеристика звена «теплообменник — шаровой регулирующий клапан BELIMO»

При управлении изменением расхода воздуха статические характеристики — нелинейные, динамическая характеристика — переменная, существуют ограничения по минимальному расходу воздуха через теплообменник.

Смесительные блоки

В технологических схемах обработки воздуха в центральном кондиционере широко используется смешение двух потоков воздуха с различными параметрами для получения требуемого значения энтальпии смеси, например наружного и рециркуляционного воздуха или воздуха, проходящего через байпас и блок увлажнения, воздуха второй рециркуляции и остальной части приточного воздуха.

Подобная задача решается путем автоматического регулирования энтальпии воздуха на выходе из блока смешения, в котором устанавливают один или два воздушных регулирующих клапана. По сигналу рассогласования энтальпии ($\pm i$) или по какому-либо другому, например температуры ($\pm t$) или влагосодержания ($\pm d$), регулятор вырабатывает управляющее воздействие на изменение соотношения расходов смешиваемых потоков воздуха на входе в смесительную камеру. С помощью клапанов изменяются расходы воздуха, например наружного и рециркуляционного. При постоянном расходе приточного воздуха возможно использовать один электропривод одновременно на оба клапана; при изменении расхода приточного воздуха в процессе эксплуатации установки или при стабилизации концентрации газов, например CO_2, в помещении путем управления расходом наружного воздуха устанавливают независимые электроприводы на каждый клапан. В схеме управления расходом наружного воздуха устанавливаются датчики и регуляторы концентрации газов.

Вентиляторы и насосы

В СКВ с переменными расходом приточного воздуха управляющим воздействием является расход воздуха в контуре стабилизации температуры воздуха в помещении. Расход наружного воздуха является управляющим воздействием при стабилизации концентрации вредного вещества. Изменение расхода распыляемой воды в блоках увлажнения является управляющим воздействием при управляемых процессах адиабатного, а в камерах орошения с форсунками грубого распыла и политропного охлаждения воздуха в контуре стабилизации относительной влажности или температуры воздуха в помещении.

Различают три основных способа регулирования расхода перемещаемой среды нагнетателями: путем изменения характеристики сети при неизменной характеристике нагнетателя, путем изменения характеристики нагнетателя при неизменной характеристике сети, путем одновременного изменения характеристики сети и нагнетателя.

Изменение характеристики сети осуществляется способом дросселирования с помощью регулирующих водяных или воздушных клапанов с исполнительными механизмами.

Изменение характеристики нагнетателя можно получить ступенчатым включением или отключением параллельно соединенных одинаковых нагнетателей, а также при изменении количества оборотов рабочего колеса нагнетателя.

Устройство, одновременно изменяющее характеристику сети и нагнетателя, называется входным направляющим аппаратом.

Изменение характеристик сети

Наиболее простым в реализации является способ регулирования расхода перемещаемой среды с помощью дросселирования. Этот механический способ основан на изменении характеристики гидравлической сети путем изменения сопротивления отдельных ее участков с помощью регулирующих клапанов. При неизменной скорости вращения электродвигателя нагнетателя рабочая точка перемещается по P-Q характеристике в сторону уменьшения расхода к точке пересечения с новой характеристикой гидравлической сети (рисунок 11.12). Точкой А на характеристике отмечен расчетный режим (номинальный), при котором расход и давление равны соответственно $P_{ном}$ и $Q_{ном}$. При снижении нагрузки в системе кондиционирования воздуха срабатывают регулирующие клапаны, увеличиваются потери давления в системе и уменьшается расход воды до значений соответственно $P_р$ и $Q_р$. При этом часть давления $\Delta P_р$ теряется на регулирующем клапане.

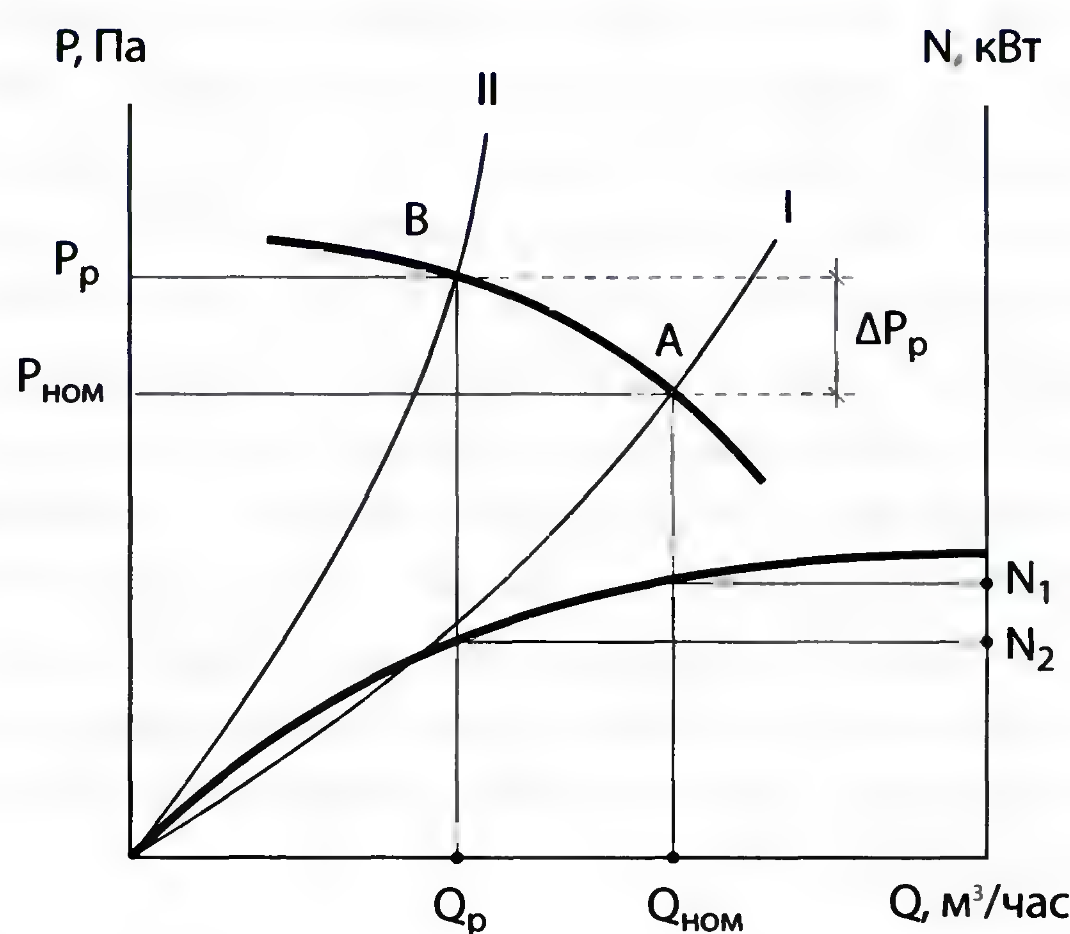


Рисунок 11.12. Регулирование расхода перемещаемой среды с помощью дросселирования:

I — характеристика сети до срабатывания регулирующих клапанов; II — характеристика сети после срабатывания регулирующего клапана.

$\Delta P_р$ — потери давления в регулирующем клапане, Па; $Q_р$ — расход перемещаемой среды, м³/час, и $N_р$ — потребляемая мощность, кВт; $P_р$ — давление, создаваемое нагнетателем, Па, при дросселировании с помощью регулирующего клапана; $P_{ном}$, $Q_{ном}$, $N_{ном}$ — номинальные значения давления, Па, расхода перемещаемой среды, м³/час и потребляемой мощности, кВт

Потребляемая мощность при дросселировании уменьшается, но незначительно.

При большой глубине регулирования расхода данный способ регулирования оказывается неэкономичным. Это ограничивает область его применения главным образом маломощными установками с относительно небольшой глубиной регулирования. Недостатком является необходимость установки регуляторов давления.

Ступенчатое регулирование

В установках, где несколько нагнетателей параллельно работают на общую гидравлическую сеть, имеется возможность ступенчатого регулирования расхода перемещаемой среды путем последовательного включения или отключения отдельных нагнетателей. При параллельной работе двух нагнетателей Н1 и Н2 их общий расход определяется в точке пересечения суммарной P-Q характеристики с характеристикой гидравлической сети (рисунок 11.13). Предположим, что каждый из нагнетателей работает в номинальном режиме, обеспечивая параметры $Q_{ном}$ и $P_{ном}$ так, что суммарная производительность нагнетателей составляет $2Q_{ном}$. При отключении одного из нагнетателей, режим другого, который остался в работе, изменяется соответственно его P-Q характеристике (от точки А к точке Р). При этом его расход, определяемый точкой Р совместной работы нагнетателя в гидравлической сети с неизменной характеристикой, возрастет от $Q_{ном}$ к $Q_р$. Таким образом, при отключении одного нагнетателя расход в гидравлической сети снижается менее чем в 2 раза. Чем меньше статический напор, тем в меньшей степени снижается расход, тем менее эффективен данный способ регулирования. Следует обратить внимание, что электродвигатель, который остался в работе, оказывается перегруженным по сравнению с номинальным режимом при совместной работе. Действительно, при «пологой» характеристике нагнетателя давление снижается в меньшей степени, чем увеличивается расход, то есть $P_{ном}\,Q_{ном} < P_р\,Q_р$. Итак, мощность на валу электродвигателя возрастет в отношении:

$$\frac{N_p}{N_{ном}} = \frac{P_p Q_p}{P_{ном} Q_{ном}} \tag{11.2}$$

Поэтому при использовании данного способа регулирования необходимо предусмотреть определенный запас по мощности электродвигателей. Если в гидравлической сети установить устройство для поддержания постоянного перепада давления в сети, например регулятор давления, то при отключении одного нагнетателя, работу второго в гидравлической сети с измененной характеристикой будут характеризовать параметры в точке В. Расход при этом будет меньше номинального в два раза, потребляемая мощность одним нагнетателем не изменится. Достоинством рассмотренного способа является высокая экономичность, поскольку отсутствуют дополнительные потери при регулировании расхода перемещаемой среды, а недостатком — невозможность плавного регулирования расхода. Параллельно могут соединяться не два, а большее количество нагнетателей, в этом случае увеличивается число ступеней регулирования и глубина регулирования расхода. Один из нагнетателей может быть с электронно-регулируемым числом оборотов по постоянному давлению, в этом случае не требуется регулятор давления. Этот принцип применяется, например, в гидравлическом модуле SPIN чиллера (см. Главу 10).

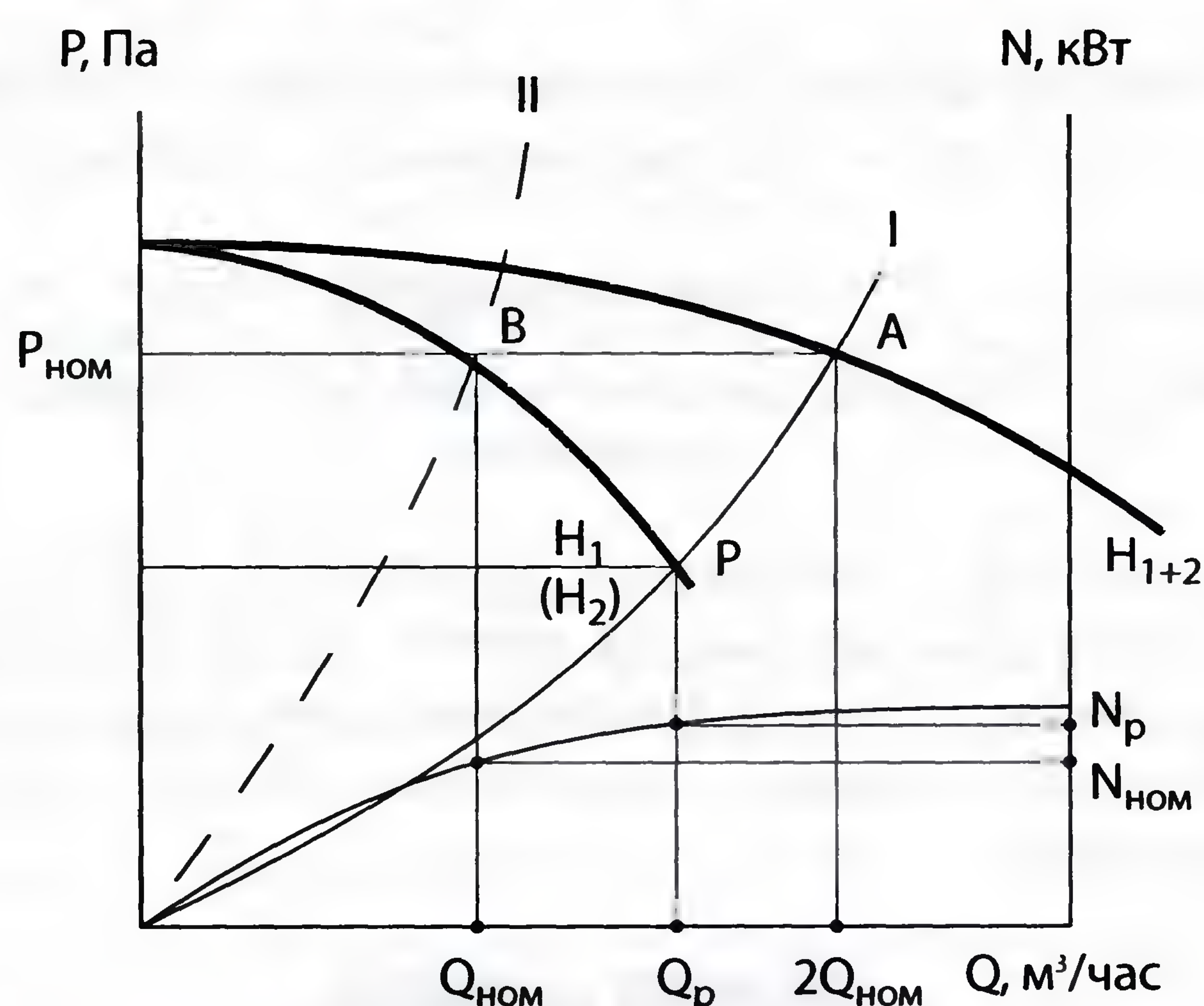


Рисунок 11.13. Ступенчатое регулирование расхода перемещаемой среды путем включения или отключения отдельных нагнетателей:

I — характеристика сети без регулятора давления; II — характеристика сети с регулятором давления.

$Q_р$ — расход перемещаемой среды, м³/час, $N_р$ — потребляемая мощность, кВт; $P_р$ — давление, создаваемое нагнетателем, Па, при отключении второго; $P_{ном}$, $Q_{ном}$, $N_{ном}$ — номинальные значения давления, Па, расхода перемещаемой среды, м³/час и потребляемой мощности, кВт

Обычно с целью повышения надежности работы системы устанавливаются два нагнетателя: один рабочий, другой резервный. В настоящее время ряд фирм предлагают сдвоенные насосы. Насосы типа «ин-лайн» могут быть сдвоенными (параллельное соединение), когда два насосных блока размещены в одном общем корпусе и отделены друг от друга перекидным клапаном. Сдвоенные насосы могут быть использованы для работы в двух принципиально различных режимах:

— работа с резервированием — когда расчетная производительность обеспечивается работой одного насоса (основного), второй насос остается в резерве, готовый к переключению по времени или к включению в случае отказа основного насоса;

— совместная работа — когда расчетная (максимальная) производительность обеспечивается совместной работой обоих насосов, при неполной нагрузке пиковый насос может отключаться.

Распределение максимальной расчетной нагрузки на несколько агрегатов, работающих совместно параллельно, отключение одного нагнетателя при неполной нагрузке способствует снижению расхода электроэнергии и годовых эксплуатационных расходов на 50–70%, повышает надежность системы благодаря наличию резервного агрегата.

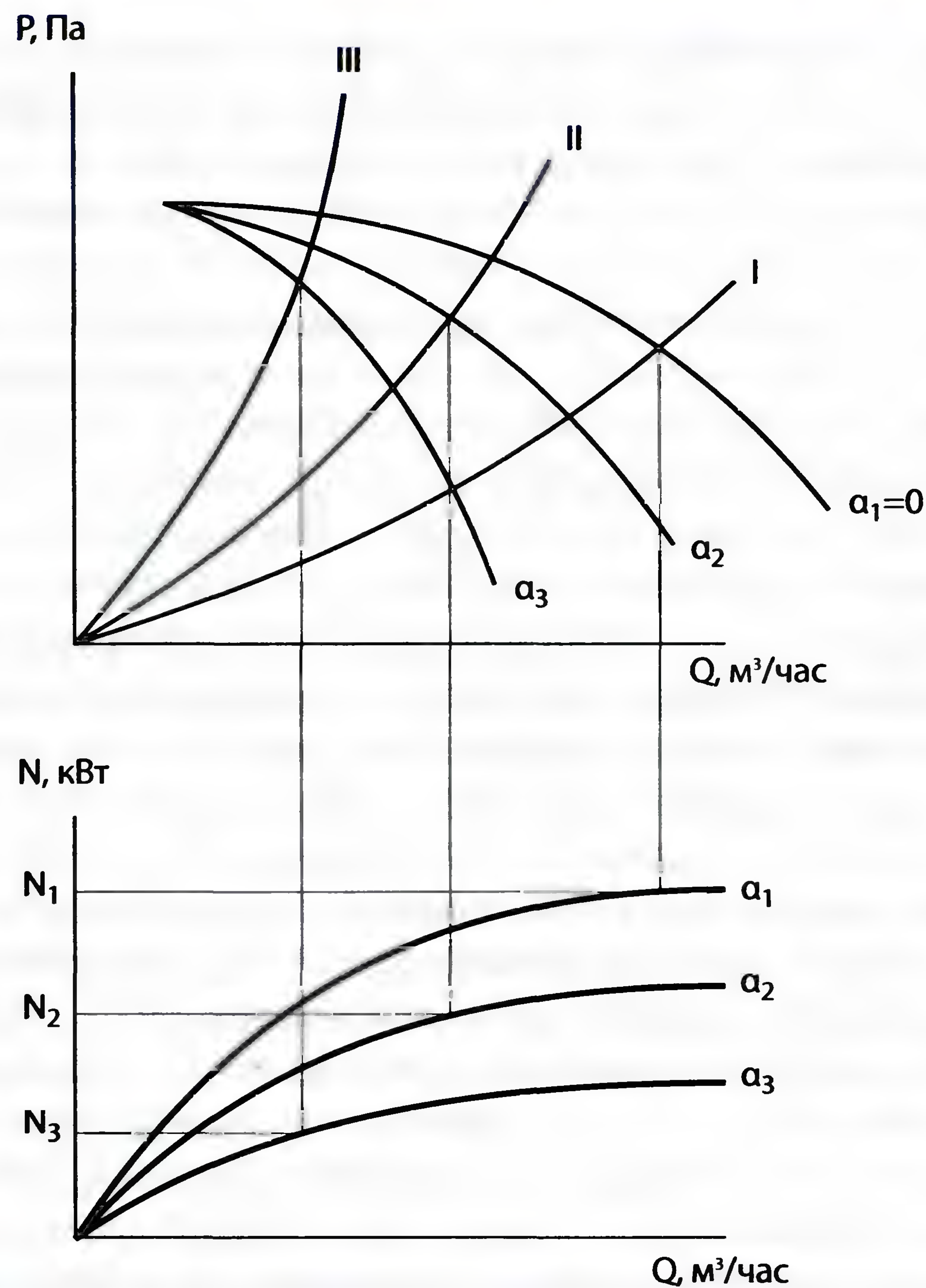


Рисунок 11.14. Регулирование расхода перемещаемой среды с помощью направляющего аппарата:

α — угол входа рабочей жидкости на лопатки рабочего колеса; I, II, III — характеристики гидравлической среды при трех положениях направляющего аппарата; α_1, α_2, α_3 — характеристики нагнетателя при разных углах α

Изменение характеристики сети и нагнетателя

Согласно уравнению Эйлера, теоретическое давление, развиваемое радиальным нагнетателем, зависит от угла входа воздуха на лопатки рабочего колеса. При отсутствии направляющего аппарата нет закручивания потока, и угол входа рабочей жидкости на лопатки равен нулю, в этом случае нагнетатель развивает максимальное давление. Если перед всасывающим отверстием вентилятора поставить направляющий аппарат, который состоит из ряда секторов, синхронно поворачивающихся на раме относительно своих осей автоматически или вручную, то при повороте лопаток на разные углы изменяется его характеристика. По мере закрытия лопаток и увеличения угла входа воздуха характеристика вентилятора становится круто падающей вниз, при этом также изменяется и характеристика потребляемой мощности (рисунок 11.14). Этот способ экономичнее дросселирования, так как потребляемая мощность снижается значительно быстрее.

Изменение числа оборотов рабочего колеса

Наиболее универсальным является способ регулирования расхода перемещаемой среды путем изменения числа оборотов рабочего колеса нагнетателя, которое может изменяться разными способами. Рабочее колесо радиальных насосов всегда находится на одном валу с электродвигателем, рабочее колесо вентилятора может иметь общий вал с электродвигателем или быть соединено с ним с использованием промежуточных устройств, таких как вариаторы, гидромуфты, индукторные муфты скольжения, клино-ременные передачи. В первом случае число оборотов рабочего колеса

вентилятора соответствует числу оборотов электродвигателя и изменяется при изменении последнего. При использовании передаточных механизмов число оборотов электродвигателя остается неизменным, а число оборотов рабочего колеса вентилятора изменяется.

Наиболее распространенным типом электродвигателя, применяемого в комплекте с насосами и вентиляторами, является трехфазный асинхронный двигатель переменного тока. В нем имеется неподвижная часть — статор, в пазах которого помещены три катушки, создающие круговое вращающееся магнитное поле, и подвижная часть — ротор, в пазах которого находятся три замкнутые на себя или на внешнее сопротивление катушки. Вал ротора двигателя соединен с валом нагнетателя. Вначале ротор неподвижен. При этом вращающееся магнитное поле, созданное обмотками статора, пересекает провода катушек неподвижного ротора с угловой скоростью ω и наводит на них э.д.с. Э.д.с. вызовут токи в катушках ротора, по закону Ленца эти токи стремятся своим магнитным полем ослабить вызвавшее их магнитное поле. Механическое взаимодействие токов ротора с вращающимся магнитным полем статора приведет к тому, что ротор начнется вращаться в ту же сторону, в какую вращается магнитное поле, согласно правилу левой руки. При взаимно перпендикулярном расположении магнитного поля и провода с током направление действия силы определяют по правилу левой руки: если расположить левую руку так, что силовые линии будут входить в ладонь, вытянутые пальцы направить по току, то отогнутый большой палец покажет направление действующей силы. В установившемся режиме скорость вращения ротора $\omega_{рот}$ составляет (0,98–0,95)ω. Двигатель называется асинхронным, потому что ротор вращается не синхронно (асинхронно) с вращающимся полем; скорость вращения ротора $\omega_{рот}$ принципиально не может равняться угловой скорости вращающегося поля. При равенстве $\omega_{рот} = \omega$ вращающееся поле не пересекало бы обмоток ротора, в них отсутствовал бы ток, и ротор не испытывал бы вращающего момента. Таким образом, взаимное положение магнитных полей статора и ротора создает вращающий момент, который приводит в движение ротор. В асинхронном двигателе ротор представляет пакет сердечника с короткозамкнутой по торцу беличьей клеткой. Короткозамкнутые асинхронные электродвигатели наиболее просты как в конструкции, так и в обслуживании, что и обусловило их широкое применение. Подавляющее большинство асинхронных двигателей имеет конструкцию, обеспечивающую вращение ротора с фиксированной скоростью. Вместе с тем, довольно часто возникает необходимость изменять скорость вращения электродвигателя плавно и в широких пределах, иногда от единиц оборотов в минуту до скоростей, превосходящих номинальную.

У электродвигателей переменного тока теоретическое число оборотов в минуту определяется по формуле:

$$n_s = 60f/p \qquad (11.3)$$

где f — частота колебаний тока, Гц (в России 50 Гц);

p — количество пар полюсов электродвигателя.

Например, при частоте 50 Гц и количестве пар полюсов 2 (4 полюса), теоретическое число оборотов электродвигателя переменного тока, работающего без нагрузки, составит 1500 об./мин. Включая разное число пар полюсов, можно изменять угловую скорость вращения и число оборотов электродвигателя.

Фактическая угловая скорость вращения электродвигателей переменного тока под влиянием нагрузки снижается из-за скольжения s и равна:

$$n = n_s\,(1 - s). \qquad (11.4)$$

Например, при значении скольжения s = 6,66% число оборотов составит n = 1400 об./мин.

Скольжение зависит от вращающего момента электродвигателя, который в свою очередь пропорционален квадрату напряжения, приложенного к статору.

Примерное фактическое число оборотов электродвигателей в зависимости от числа полюсов при нормальной нагрузке приведено в таблице 11.1.

Таблица 11.1. Теоретическое и фактическое число оборотов асинхронного электродвигателя в зависимости от числа пар полюсов

Число пар полюсов	1	2	3	4	5	6
Теоретически, об./мин	3000	1500	1000	750	600	500
Фактически, об./мин	2880	1440	960	720	570	480

Чем больше угловая скорость (меньше пар полюсов), тем компактнее, дешевле и экономичнее электродвигатель. Предпочтительно выбирать электродвигатели с наибольшим числом оборотов. Наибольшее теоретическое число оборотов электродвигателей переменного тока — 3000 об./мин, что соответствует одной паре полюсов (насосы). В вентиляторных установках чаще всего используют электродвигатели с двумя парами полюсов (1500 об./мин).

Для экономии числа соединительных проводов обмотки трехфазного электродвигателя соединяют в звезду или треугольник, при этом число соединительных проводов уменьшается с 6-ти до 3-х или до 4-х. При соединении треугольником концы 1-й обмотки соединяются с началом 2-й, конец 2-й — с началом 3-й, конец 3-й — с началом 1-й. При соединении в звезду все обмотки объединяются в одну точку, называемую нулевой (см. Главу 12).

Таким образом, число оборотов электродвигателя зависит от частоты питающего тока, числа обмоток электродвигателя, действующего напряжения, приложенного к статору. Изменение числа оборотов электродвигателя можно реализовать, изменяя частоту питающего тока f, число пар полюсов p обмотки электродвигателя, а также амплитуду и фазу питающего напряжения U.

В многоскоростных асинхронных двигателях частота вращения регулируется изменением числа полюсов обмотки статора. Такие электродвигатели имеют обычно две обмотки, выполненные на разные числа полюсов, либо одну полюсно-переключаемую обмотку, допускающую переключение отдельных ее частей для изменения числа полюсов.

Амплитуда напряжения тока может изменяться путем переключения обмоток электродвигателя с треугольника на звезду с уменьшающим коэффициентом 1,73, а также с помощью трансформатора, при этом число оборотов электродвигателя изменяется ступенчато. Плавное изменение числа оборотов достигается с использованием тиристорного преобразователя, который изменяет питающее напряжение путем обрыва синусоиды и срезки фаз при неизменной частоте тока. Для него характерен высокий уровень генерируемого шума и невысокое качество регулирования.

Достоинства регулирования числа оборотов асинхронного электродвигателя тиристором и трансформатором:

— низкая цена;
— компактность регулятора;
— подключение непосредственно к питающей сети;
— регулирование нескольких электродвигателей одним устройством.

Недостатки этих способов:

— незначительное снижение затрат электроэнергии при регулировании;
— нагревание обмотки электродвигателя при регулировании, что требует устройства его тепловой защиты;
— ограниченная область применения только для небольших двигателей.

Частота тока может изменяться при питании электродвигателя от источника с регулируемой частотой, в качестве которого могут применяться преобразователи частоты разных типов. Для обеспечения высокой жесткости механической характеристики электродвигателя и достаточной перегрузочной способности необходимо одновременно с частотой тока изменять и напряжение с тем, чтобы магнитный поток оставался постоянным. Эти функции реализуются в электронном частотном преобразователе для управления асинхронным электродвигателем, который подключается нему с целью изменения скорости вращения. Электронный частотный преобразователь — это силовое электрическое устройство со встроенным микропроцессором, обеспечивающее эффективное регулирование амплитуды и частоты питающего напряжения, подводимого к статорным обмоткам асинхронного электродвигателя. Регулирование частоты обеспечивает адекватное изменение скорости вращения ротора, а амплитуда питающего напряжения при фиксированном значении частоты определяет величину максимального момента, развиваемого на валу двигателя.

Возможно два режима работы частотного преобразователя: в первом режиме он обеспечивает поддержание заданного значения исходной частоты тока и скорости вращения асинхронного электродвигателя, во втором режиме он осуществляет автоматическое регулирование исходной частоты тока с целью поддержания заданного значения необходимого технологического параметра. Автоматическое регулирование осуществляется в замкнутой системе с помощью встроенного программного ПИ- или ПИД-регулятора с использованием внешнего датчика технологического параметра. Такими параметрами могут быть: перепад давления, расход перемещаемой нагнетателем среды, а также ее температура. Может быть предусмотрен также автоматический режим работы по таймеру, в котором программное изменение задачи и отрабатывание регулируемого параметра осуществляется в запрограммированные интервалы времени.

Электродвигатель с электронным управлением обеспечен защитой от аварийных и внештатных режимов:
- от токов недопустимой перегрузки и короткого замыкания;
- от недопустимых перенапряжений на силовых элементах;
- от недопустимых отклонений и падения напряжения электрической сети;
- от неполнофазного режима работы сети и электродвигателя;
- от недопустимых отклонений технологического параметра;
- от неисправностей в узлах и блоках электродвигателя и частотного преобразователя.

Достоинства регулирования числа оборотов асинхронного электродвигателя с помощью частотного преобразователя:
- непосредственное подключение к питающей сети;
- используется для обычных асинхронных электродвигателей;
- несколько электродвигателей могут управляться одним устройством.

Недостатки этого способа регулирования числа оборотов:
- низкий коэффициент полезного действия при значительной глубине регулирования, с чем связано большее суммарное потребление энергии за определенный промежуток времени;
- применяются для электродвигателей ограниченного размера;
- нагревание частотного преобразователя и электродвигателя;
- требования к изоляции электродвигателя;
- эффективность зависит от заданных параметров регулирования.

Наибольшее распространение этот способ регулирования получил при изменении числа оборотов циркуляционных центробежных насосов, преимущественно с «мокрым» ротором. Целый ряд фирм производят насосы с частотно-регулируемым приводом, называемые насосами с электронным управлением. Насосы с «сухим» ротором типа «ин-лайн» выпускаются в двух модификациях в зависимости от способа регулирования производительности: стандартные со ступенчатым регулированием числа оборотов, с электронным управлением (встроенный частотный преобразова-

тель). Консольные насосы с «сухим» ротором, применяемые в камерах орошения и блоках сотового увлажнения, не комплектуются электродвигателями с частотным преобразователем из-за большого размера электродвигателей, что характерно для этих мощных насосов. Поршневые насосы, обеспечивающие подачу воды на распыление в блоках увлажнения с форсунками высокого давления, имеют асинхронный электродвигатель с частотным преобразователем.

Насосы с электронным управлением имеют следующие преимущества:

— поддержание в широких пределах и с высокой точностью скорости вращения электродвигателя и рабочего колеса насоса;
— плавный пуск и остановка, исключающие броски пускового тока;
— гидравлические удары в трубопроводах;
— экономия электроэнергии.

Последнее преимущество является основным. Энергия сберегается за счет того, что в любой момент времени фактические значения расхода воды и потерь давления в сети будут соответствовать требуемым значениям.

Использование частотного преобразователя со встроенным автоматическим регулятором в замкнутом контуре управления позволяет посредством изменения скорости вращения электродвигателя насоса автоматически поддерживать заданную величину некоторых технологических параметров, например относительной влажности воздуха в помещении при управляемых процессах в камерах орошения. Управление по относительной влажности воздуха может осуществляться в соответствии с эмпирически найденной зависимостью для данной камеры орошения, когда значению относительной влажности воздуха соответствует определенное число оборотов электродвигателя насоса. При этом не используется обратная связь или сравнение заданных и текущих значений параметров. При повышении относительной влажности воздуха автоматически уменьшается число оборотов и мощность, потребляемая насосом. Однако этот способ пока не реализуется в выпускаемом в настоящее время оборудовании центральных кондиционеров, что связано с технологическими и техническими ограничениями. Следует проанализировать технические возможности электронно-регулируемых насосов с «сухим» ротором типа «ин-лайн» для использования их в камерах орошения. Необходимость создания значительного давления воды перед форсунками для обеспечения максимальных коэффициентов эффективности ограничивает применение этого типа насосов из-за более низких значений создаваемого напора воды и коэффициента полезного действия по сравнению с консольными насосами.

До недавнего времени способ электронного управления не применялся для регулирования числа оборотов вентиляторов в установках кондиционирования воздуха, в которых установлены вентиляторы двухстороннего всасывания. Рабочее колесо таких вентиляторов соединяется с валом асинхронного электродвигателя через клино-ременную передачу, обеспечивающую постоянное передаточное число и постоянное число оборотов рабочего колеса вентилятора. Эти вентиляторы могут комплектоваться направляющими аппаратами для изменения расхода воздуха в системе. В асинхронных электродвигателях, комплектуемых с такими вентиляторами, при непосредственном включении в электрическую сеть сила кратковременного тока превышает номинальную примерно в пять раз. Поэтому электродвигатели высокой мощности подсоединяются к электрической сети при помощи переключателя комбинации «звезда–треугольник» (YΔ) для снижения величины пускового тока. В последние годы в установках кондиционирования воздуха с использованием вентилятора со свободно расположенным рабочим колесом, которое находится на одном валу с электродвигателем, используется электронное управление с частотным преобразователем или технологией электронной коммутации электродвигателя. Такие установки используются в системах кондиционирования воздуха с переменным расходом воздуха. В качестве технологического параметра могут быть выбраны температура воздуха в помещении, концентрация углекислого газа для установок кондиционирования воздуха, обслуживающих одно помещение большого объема, для многозональных систем

с переменным расходом воздуха — перепад давления в системе. При этом фактическое значение параметра измеряется с помощью соответствующего датчика и, после преобразования в стандартный электрический сигнал, заводится в качестве обратной связи на элемент сравнения регулятора. При отклонении в ту или иную сторону фактической величины параметра от заданной появляется сигнал рассогласования, который обрабатывается автоматическим регулятором, что приводит к уменьшению или увеличению скорости вращения электродвигателя вентилятора, и, соответственно, к изменению физического параметра до достижения им заданного значения.

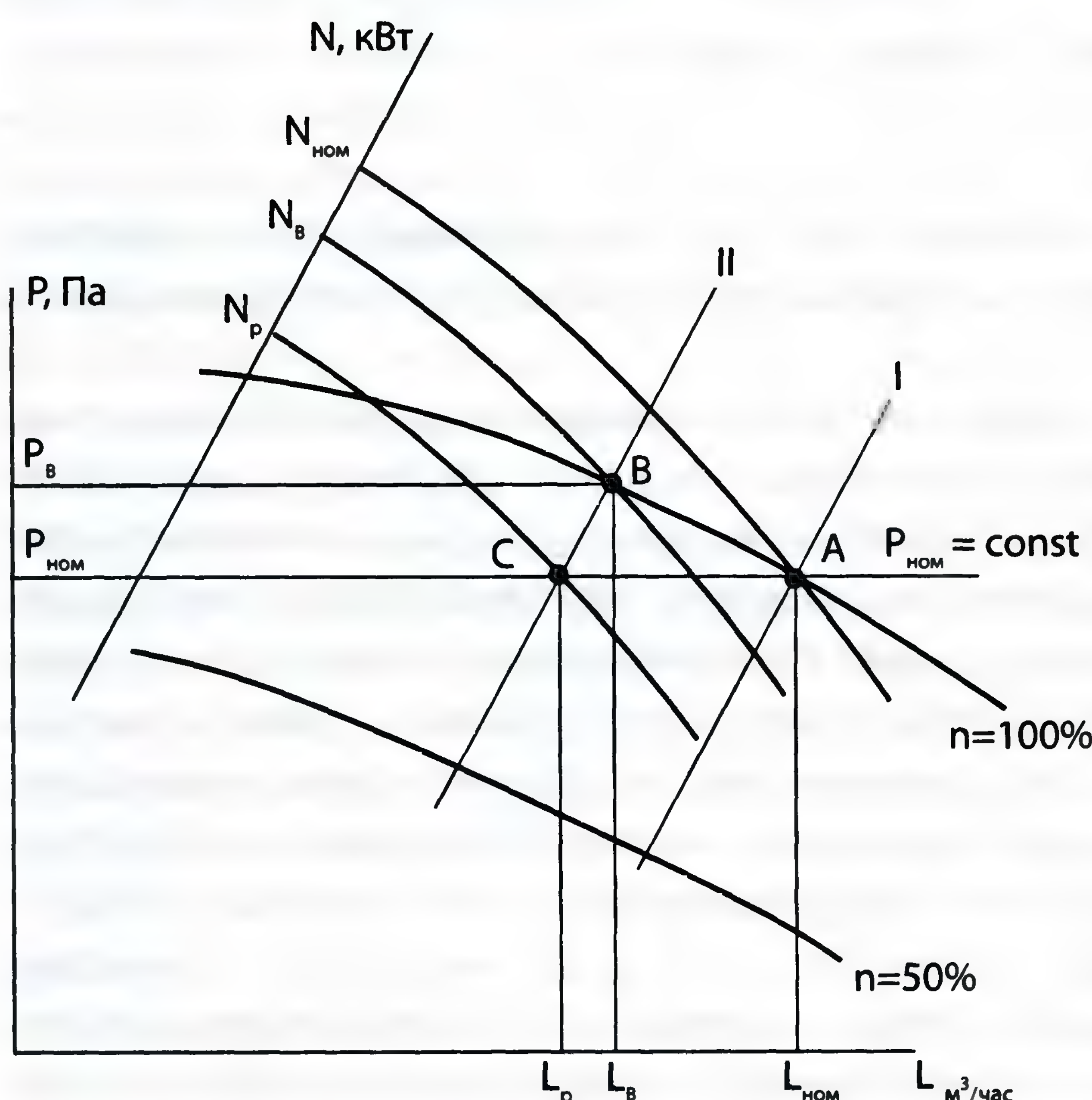


Рисунок 11.15. Электронный способ регулирования расхода воздуха при поддержании постоянного перепада давления в вентиляционной сети:

I — характеристика сети до срабатывания регулирующих клапанов; II — то же после срабатывания регулирующих клапанов

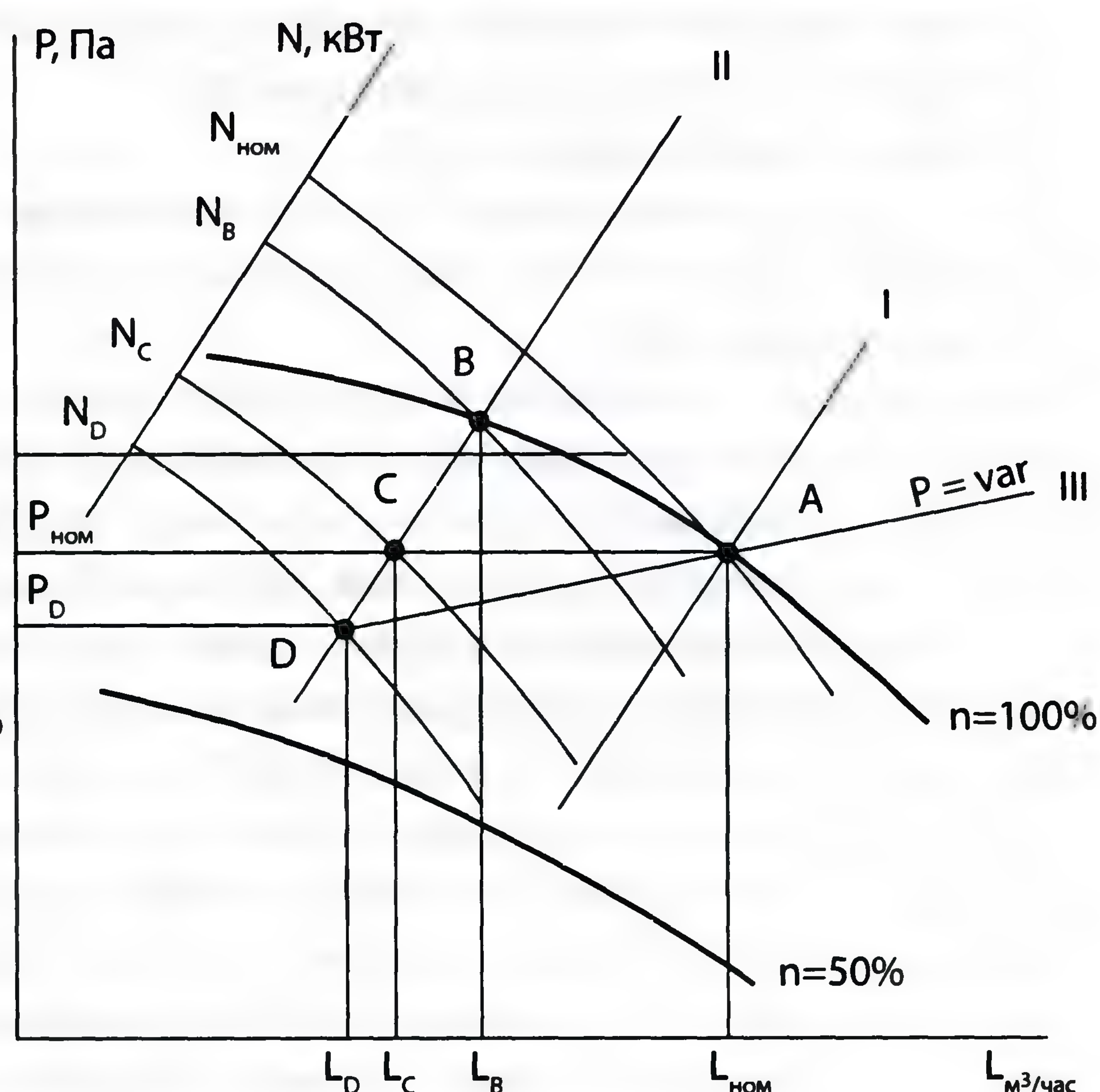


Рисунок 11.16. Электронный способ регулирования расхода воздуха при поддержании переменного перепада давления в вентиляционной сети

На рисунках 11.15 и 11.16 показаны возможные рабочие характеристики вентиляторов с электронной системой регулирования. Возможны два способа регулирования.

Первый способ соответствует регулированию при поддержании постоянного перепада давления в вентиляционной сети во всем диапазоне расхода воздуха (рисунок 11.15). В расчетном режиме пересечение характеристики сети I и характеристики вентилятора при максимальном числе оборотов дает точку А и номинальные значения подачи $L_{ном}$, давления $P_{ном}$ и потребляемой мощности $N_{ном}$. Когда срабатывают регулирующие воздушные клапаны в помещениях, увеличиваются потери давления в вентиляционной сети и изменяется ее характеристика, она становится круче (кривая II). При неизменном числе оборотов рабочая точка переместилась бы в точку *В* и значения параметров работы составили бы: подача $L_в$, давление $P_в$, потребляемая мощность $N_в$. Получая сигнал от одного или нескольких датчиков перепада давления, микропроцессор сравнивает этот сигнал с заданным, уменьшает число оборотов, а также расход воздуха до значения $L_р$, так чтобы сохранить заданное значение перепада давления $P_{ном}$. В этом случае потребляемая мощность $N_р$ будет меньше, чем при обычном дросселировании сети $N_в$ и ниже номинальной $N_{ном}$.

Во втором способе регулирования с пропорциональным изменением давления (рисунок 11.16) заданное значение перепада давления изменяется в соответствии с некоторой предварительно запрограммированной в микропроцессоре зависимостью III. Для реализации этого режима необходимо знать характеристику вентиляционной сети и характер ее изменения при регулировании расхода в сети. Микропроцессор сравнивает текущее значение перепада давления с измененным в соответствии с программным заданием P = var и изменяет число оборотов, а также расход до значения L_D так, чтобы поддерживать заданное значение перепада давления P_D в соответствии с прямой III. Благодаря режиму пропорционального регулирования достигается еще более значительное снижение потребляемой мощности вентилятором $N_D < N_C < N_{ном}$.

В оборудовании с неизвестной характеристикой сети, а также там, где невозможно провести сигнальные кабели от датчиков до микропроцессора, можно применить регулирование перепада давления в зависимости от расхода воздуха. Заданное значение перепада давления программируется в зависимости от расхода воздуха. Одновременно с датчиком перепада давления, устанавливаемым у вентилятора, ставят датчик расхода воздуха на входе в систему. При отклонении текущего значения перепада давления от заданного, соответствующего измеренному значению расхода воздуха, микропроцессор выбирает частоту вращения так, чтобы перепад давления соответствовал расходу воздуха (рисунок 11.17).

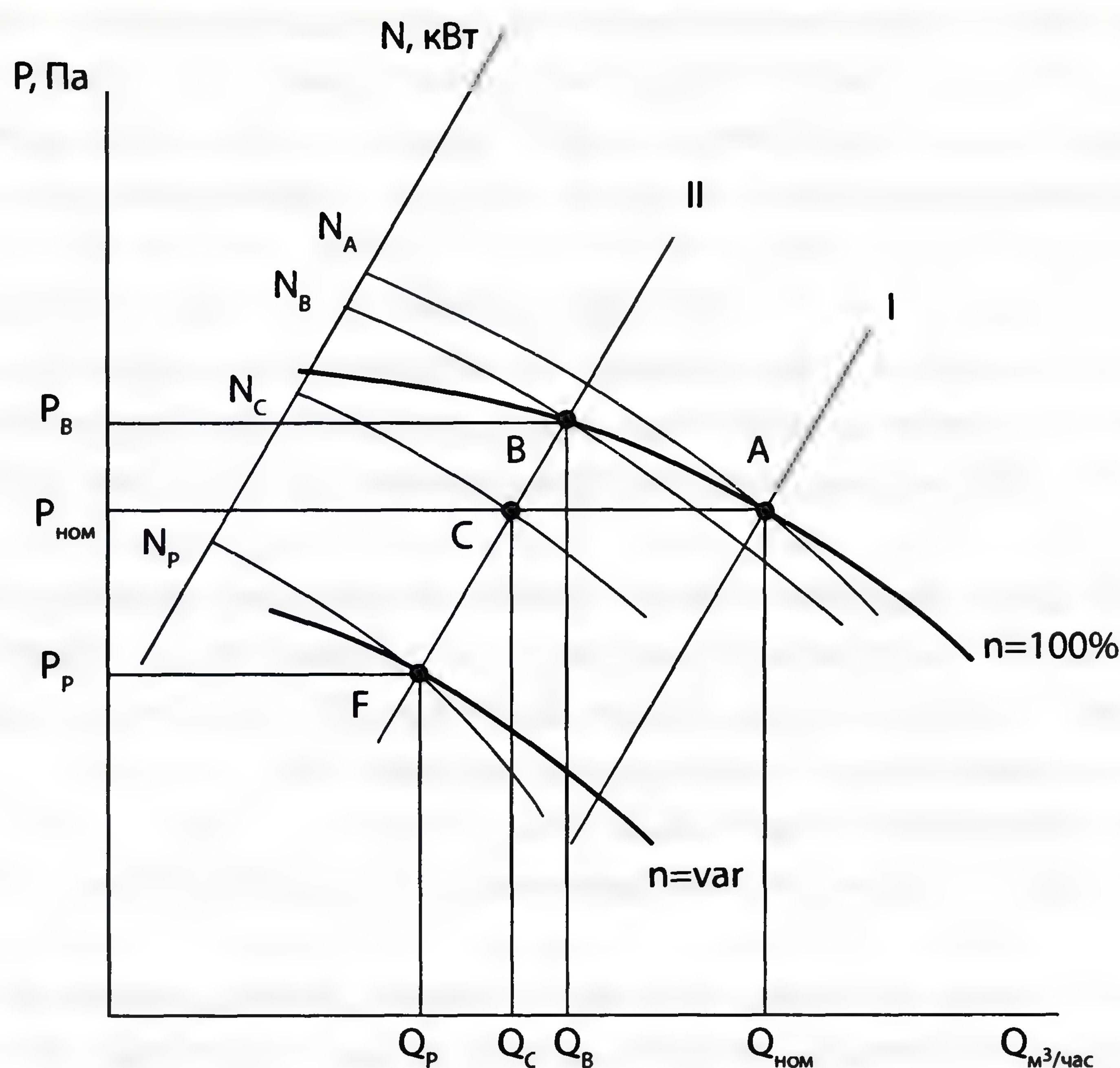


Рисунок 11.17. Электронный способ регулирования при изменении перепада давления в зависимости от расхода воздуха

Электронный способ создает широкие возможности автоматизации процесса регулирования подачи нагнетателей, разрешает исключить механические регулирующие устройства и дорогие автоматические балансировочные клапаны и тем самим повысить надежность работы установок, упростить их конструкцию. Применение нагнетателей с электронным регулированием позволяет экономить до 60% электроэнергии на работу нагнетателя по сравнению с энергопотреблением в системах, где используются нагнетатели с постоянным числом оборотов в сочетании с автоматическими балансировочными клапанами.

Недостатком регулирования числа оборотов электродвигателя с частотным преобразователем является изменение коэффициента полезного действия нагнетателя в сторону уменьшения при

увеличении глубины регулирования, что ограничивает суммарное снижение потребляемой мощности за какой-то временной цикл. Снижение суммарной потребляемой мощности регулируемых нагнетателей с классическими асинхронными двигателями по технологическим и ценовым причинам было исчерпано и появилась необходимость в новых технологиях.

Синхронные двигатели более сложные в конструктивном отношении и в обслуживании до недавнего времени применялись очень редко из-за несовершенства их конструкции (наличие щеток, требующих постоянной замены при эксплуатации), несмотря на то, что они более экономичны по расходу электроэнергии в эксплуатации. В последние годы были сконструированы синхронные двигатели усовершенствованной конструкции без щеток. Современный безщеточный синхронный электродвигатель имеет ротор, заполненный мощными постоянными магнитами, тогда как в асинхронном двигателе ротор представляет собой короткозамкнутые обмотки типа «беличьей» клетки. В отличие от асинхронного двигателя, в котором магнитное поле ротора индуцируется вращающимся полем статора, в синхронном двигателе вращающееся магнитное поле статора, которое обеспечивает вращение ротора, создается благодаря электронному коммутированию (переключению) обмоток статора. Такое переключение обмоток статора обеспечивает необходимую смену электрических и магнитных полей. Поэтому новая технология получила название ЕСМ технология (Electronic Commutated Motors), или технология электронной коммутации двигателя, широко используемая в последние годы ведущими производителями для нагнетателей (насосов, вентиляторов и компрессоров). Использование электронно-коммутируемых синхронных электродвигателей со встроенным автоматическим регулятором в замкнутом контуре управления позволяет посредством изменения скорости вращения электродвигателя так же, как и в случае с частотным преобразователем, автоматически поддерживать заданную величину некоторых технологических параметров.

Преимущества регулирования числа оборотов нагнетателя с технологией ЕСМ:
- магнитное поле в роторе создается без потерь, как в прежних асинхронных двигателях;
- возможна более высокая скорость вращения, чем у асинхронного двигателя, что способствует уменьшению размера и веса насоса, вентилятора или компрессора при одинаковых параметрах работы;
- при режиме неполной нагрузки (98% от всего рабочего времени) неизменно высокий коэффициент полезного действия синхронного двигателя, по сравнению с асинхронным, и значительное большее суммарное снижение потребляемой мощности за временной цикл и, следовательно, более низкий срок окупаемости единовременных затрат;
- плавное управление через аналоговые и цифровые входы;
- возможность интеграции в общую систему автоматического регулирования через общую шину;
- долговечность;
- встроенные функции защиты и блокировки, встроенный датчик скорости вращения;
- возможность регулирования расхода перемещаемой среды в зависимости от отклонения заданного значения технологического параметра;
- высокая точность регулирования.

Недостатки этого способа регулирования:
- значительная стоимость;
- подключения к питающей сети через выпрямитель тока;
- индивидуальный контроллер для каждого электродвигателя;
- использование синхронных электродвигателей;
- повышенные требования к изоляции электродвигателей.

Новая технологией ЕСМ используется пока только для насосов с «мокрым» ротором, но в последние годы стала использоваться для регулирования числа оборотов вентиляторов, в том числе и в небольших установках центральных кондиционеров с вентиляторами со свободно расположенным рабочим колесом.

Блоки увлажнения

Управляющими воздействиями в адиабатном процессе обработки воздуха в блоках увлажнения для достижения заданного значения относительной влажности воздуха в помещении являются расход увлажняемого воздуха и расход распыляемой воды, в политропном процессе — расход воды и ее температура. Изменение расхода увлажняемого воздуха достигается устройством байпаса камеры орошения с воздушным клапаном, что увеличивает высоту установки, которая часто ограничена размерами помещения для размещения центрального кондиционера, в других блоках увлажнения применяется внутреннее байпасирование по воздуху. Изменение расхода распыляемой воды в процессе эксплуатации блока увлажнения может осуществляться путем дросселирования гидравлической сети, позиционным, ступенчатым или плавным изменением частоты вращения рабочего колеса насоса, путем управления скважностью подачи воды (позиционно «вкл-выкл» в определенные промежутки времени), путем изменения давления воздуха перед форсунками с использованием сжатого воздуха. Существуют ограничения по глубине регулирования расхода воды, связанные с устойчивостью работы форсунок и насоса (см. Главу 8). Производительность форсунки является функцией ее конструктивных характеристик и величины давления перед форсункой. Обычно производителем устанавливается диапазон изменения давления, минимальное значение давления необходимо для обеспечения качественного распыления, максимальное значение давления обеспечивает необходимый размер капель воды. Насос работает устойчиво при глубине регулирования не выше 50–60%. Чтобы увеличить глубину регулирования расхода воды в блоке увлажнения, сохраняя при этом минимальный расход воды через насос и требуемое давление воды перед форсунками, применяют принцип ступенчатого включения и отключения отдельных контуров распыления.

Камера орошения

В камерах орошения стандартного исполнения не предусмотрена реализация управляемых процессов тепломассообмена при контакте воздуха и воды. В качестве управляющего воздействия при адиабатных процессах может быть использовано регулирование расхода воды, подаваемой на форсунки, с помощью двухходового регулирующего клапана или насоса с регулируемым числом оборотов. Практически при реализации управляемых процессов требуемый расход воды и давление перед форсунками обеспечиваются с помощью регулирующего клапана на трубопроводе. Это связано с тем, что электронное регулирование числа оборотов рабочего колеса не предусмотрено для консольного насоса, которым обычно комплектуется камера орошения, из-за технических ограничений. В то же время дросселирование сети — это самый неэкономичный способ регулирования подачи насоса, так как при ее уменьшении снижается коэффициент полезного действия насоса, потребляемая мощность при этом уменьшается незначительно. Для реализации плавного управляемого процесса адиабатного увлажнения с целью экономии электроэнергии в процессе эксплуатации целесообразно применять inline-насосы с электронным управлением в том случае, если может быть подобран насос, обеспечивающий требуемые параметры работы камеры орошения, что не всегда выполнимо для камер орошения со значительной производительностью по воздуху и высокими значениями коэффициента адиабатной эффективности. Электронное управление работой насоса будет обеспечивать изменение расхода воды, подаваемой на форсунки камеры орошения, по сигналу датчиков относительной влажности воздуха в помещении и на выходе из камеры орошения.

Блок сотового увлажнения

В блоке сотового увлажнения в качестве управляющего воздействия используется двухпозиционное регулирование расхода воды, орошающей кассеты насадки (релейное регулирование), изменение расхода увлажняемого воздуха путем отключения подачи воды с помощью соленоидных клапанов на орошение отдельных кассет увлажнителя (ступенчатое регулирование или дросселирование гидравлической сети) или комбинация внутреннего управляемого байпаса по воздуху

с использованием воздушных клапанов и отключения подачи воды на отдельные кассеты (лицевое и перепускное регулирование).

При двухпозиционном регулировании по сигналу датчика относительной влажности воздуха в помещении включается насос, подающий воду на орошение одновременно всех кассет насадки сотового увлажнителя. Насос отключается при достижении заданного максимального значения относительной влажности воздуха; после того как уровень относительной влажности в помещении упадет ниже заданного минимального значения, насос включается. Таким образом, уровень относительной влажности колеблется между минимальным и максимальным значением: чем меньше интервал между этими значениями, тем выше будет частота пусков и остановов.

При ступенчатом регулировании по сигналу датчика относительной влажности воздуха в помещении открываются соленоидные клапаны на трубопроводах, подводящих воду к отдельным кассетам насадки. Когда требуется увлажнение воздуха, включается насос и вода подается на кассеты без соленоидных клапанов. Если этого недостаточно для поддержания заданного значения относительной влажности, постепенно открываются соленоидные клапаны. Воздух, проходящий через кассеты, на которые не подается вода, увлажняется в меньшей степени и смешивается с увлажненным воздухом. Уровень относительной влажности в помещении при таком способе регулирования также колеблется между минимальным и максимальным значением, но точность поддержания относительной влажности воздуха выше, чем при двухпозиционном регулировании.

При управляемом байпасе по воздуху и ступенчатом отключении отдельных кассет по сигналу относительной влажности воздуха в помещении открывается необходимое количество соленоидных клапанов и закрывается воздушный клапан на внутреннем байпасе. На одной из кассет без соленоидного клапана установлен воздушный клапан. Когда требуется увлажнение воздуха, включается насос и вода подается на эту кассету. При полностью открытом воздушном клапане на орошаемой кассете и закрытом воздушном клапане на байпасе, при необходимости дополнительного увлажнения воздуха, открывается один из соленоидных клапанов, а воздушный клапан на орошаемой кассете прикрывается и на байпасе — открывается. Если требуется дальнейшее повышение относительной влажности воздуха, то закрывается воздушный клапан на байпасе и открывается на кассете и далее открывается следующий соленоидный клапан. Воздушные клапаны возвращаются в исходное положение. Последовательность операций продолжается до полного открытия всех соленоидных клапанов. Этот способ обеспечивает почти постоянный уровень относительной влажности воздуха в помещении, сводит до минимума пуски и остановы насоса, продлевает срок службы кассет. Однако применение управляемого байпаса не обеспечивает уменьшение потребляемой насосом электрической мощности, а дросселирование гидравлической сети при ступенчатом отключении электромагнитных клапанов является самым неэкономичным способом регулирования подачи насоса и дает незначительную экономию потребляемой электроэнергии.

Блок парового увлажнения

В блоке парового увлажнения в качестве управляющего воздействия используется количество пара, вырабатываемого в электрическом парогенераторе, которое может изменяться от 0 до 100% от номинальной паропроизводительности. Автоматическое регулирование количества вырабатываемого пара может быть пропорциональным или двухпозиционным. Как правило, используется локальная система автоматического регулирования с собственным микропроцессором, в которой осуществляется автоматический контроль работы парогенератора, регулирование его паропроизводительности и реализация всех функций автоматической защиты и безопасности.

Блок увлажнения с форсунками тонкого распыла с использованием сжатого воздуха

В блоке увлажнения с форсунками тонкого распыла с использованием сжатого воздуха реализованы управляемые процессы адиабатного увлажнения воздуха путем изменения расхода рас-

пыляемой воды с целью экономии воды и электроэнергии. В качестве управляющего воздействия используется давление сжатого воздуха, которое изменяется регулирующим клапаном на воздушном трубопроводе по команде контроллера в диапазоне от минимального значения 1,2 бар до максимального значения 2,1 бар, что обеспечивает изменение расхода распыляемой воды в диапазоне от 50 до 100% от номинальной производительности. Используется два микропроцессорных контроллера для реализации пропорционального регулирования и ограничения по верхнему пределу относительной влажности, чтобы предотвратить конденсацию водяных паров в блоке увлажнения. Один служит для поддержания заданного значения относительной влажности в помещении, второй — для ограничения максимального значения относительной влажности на выходе из блока увлажнения.

Блок увлажнения с форсунками тонкого распыла высокого давления

В блоках увлажнения с водяным распылением также реализованы управляемые процессы адиабатного увлажнения воздуха в локальной системе автоматического регулирования с собственным микропроцессорным контроллером. Для увеличения глубины регулирования расхода в блоке увлажнения возможна установка четырех независимых контуров распыления, которым соответствуют четыре горизонтальных коллектора с форсунками, на трех из которых установлены соленоидные клапаны. Предусмотрено три шага регулирования:

1. Контроллер получает сигнал от датчика относительной влажности воздуха или от внешнего контроллера и определяет необходимый расход воды.
2. Контроллер посылает сигнал на частотный преобразователь, который изменяет число оборотов электродвигателя поршневого насоса и соответственно расход воды до необходимого значения в соответствии с сигналом рассогласования показаний датчика относительной влажности воздуха и заданного значения (уставки).
3. Соленоидные клапаны открываются или закрываются для ступенчатого изменения расхода воды, чтобы давление воды изменялось в диапазоне от минимального до максимального значения.

Производителем устанавливается диапазон изменения давления от 25 бар до 75 бар, но он может быть изменен при необходимости от 20 бар до 80 бар. При изменении давления от 25 бар до 75 бар расход воды изменяется от 58% до 100% от номинального значения. При наличии четырех распределительных контуров с соленоидными клапанами расход распыляемой воды изменяется ступенчато в диапазоне от 20 до 100% от номинального значения (см. Главу 8).

Предусмотрена блокировка насоса с вентилятором — насос включается, если работает вентилятор, — и поверхностным воздухоохладителем — насос отключается, если работает поверхностный воздухоохладитель.

Блок ультразвукового увлажнения

Регулирование производительности ультразвукового увлажнителя может быть двухпозиционным или пропорциональным. При двухпозиционном регулировании в помещении устанавливается гигростат, который сравнивает значение относительной влажности воздуха в помещении с заданным значением. Если фактическое значение относительной влажности воздуха ниже заданного, гигростат включает увлажнитель, при достижении заданного значения относительной влажности увлажнитель отключается. Для этого способа характерны колебания относительной влажности в помещении. Пропорциональное регулирование производительности увлажнителя реализуется с помощью пропорционального адаптера, который изменяет частоту и продолжительность кратковременного включения увлажнителя (от 1 до 3 секунд) в зависимости от величины сигнала регулятора, который зависит от разности фактического значения относительной влажности воздуха в помещении и заданного.

Регулирующие клапаны, устанавливаемые на трубопроводах

Для регулирования количества передаваемой теплоты в поверхностных теплообменниках посредством изменения расхода жидкости, используемой в качестве тепло-холодоносителя, или посредством изменения температуры жидкости на входе в теплообменник при регулировании соотношения потоков жидкости с разной температурой применяются регулирующие клапаны.

Часто их называют также регулирующими вентилями. Различают трехходовые регулирующие клапаны с четырьмя или тремя патрубками для подключения и двухходовые (проходные). Первые бывают смесительными или распределительными. В последнее время используют также регулирующие шаровые краны с дополнительным диском.

Клапаны бывают односедельные и двухседельные. Схемы клапанов представлены на рисунках 11.18 и 11.19.

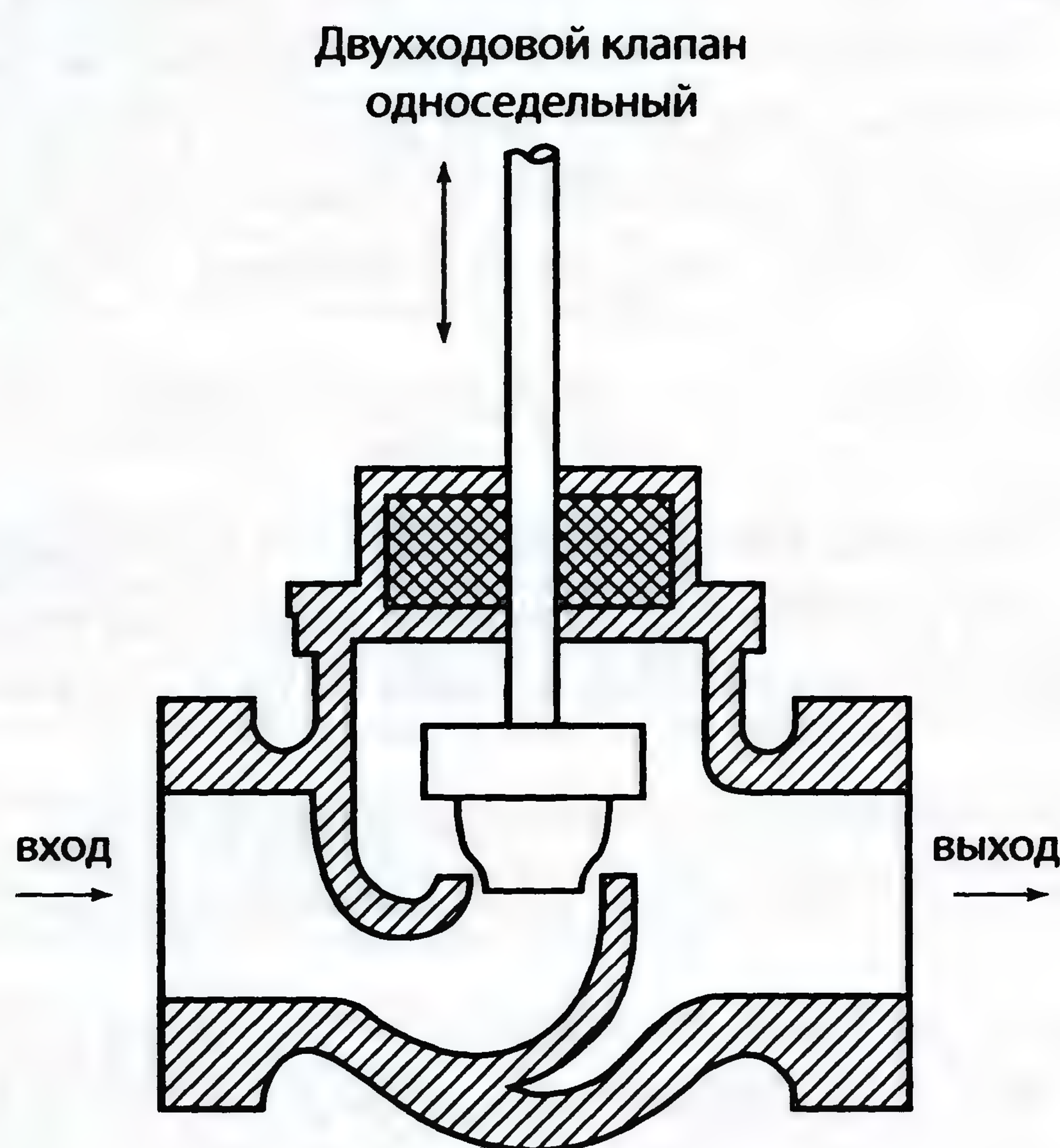


Рисунок 11.18. Двухходовой односедельный клапан

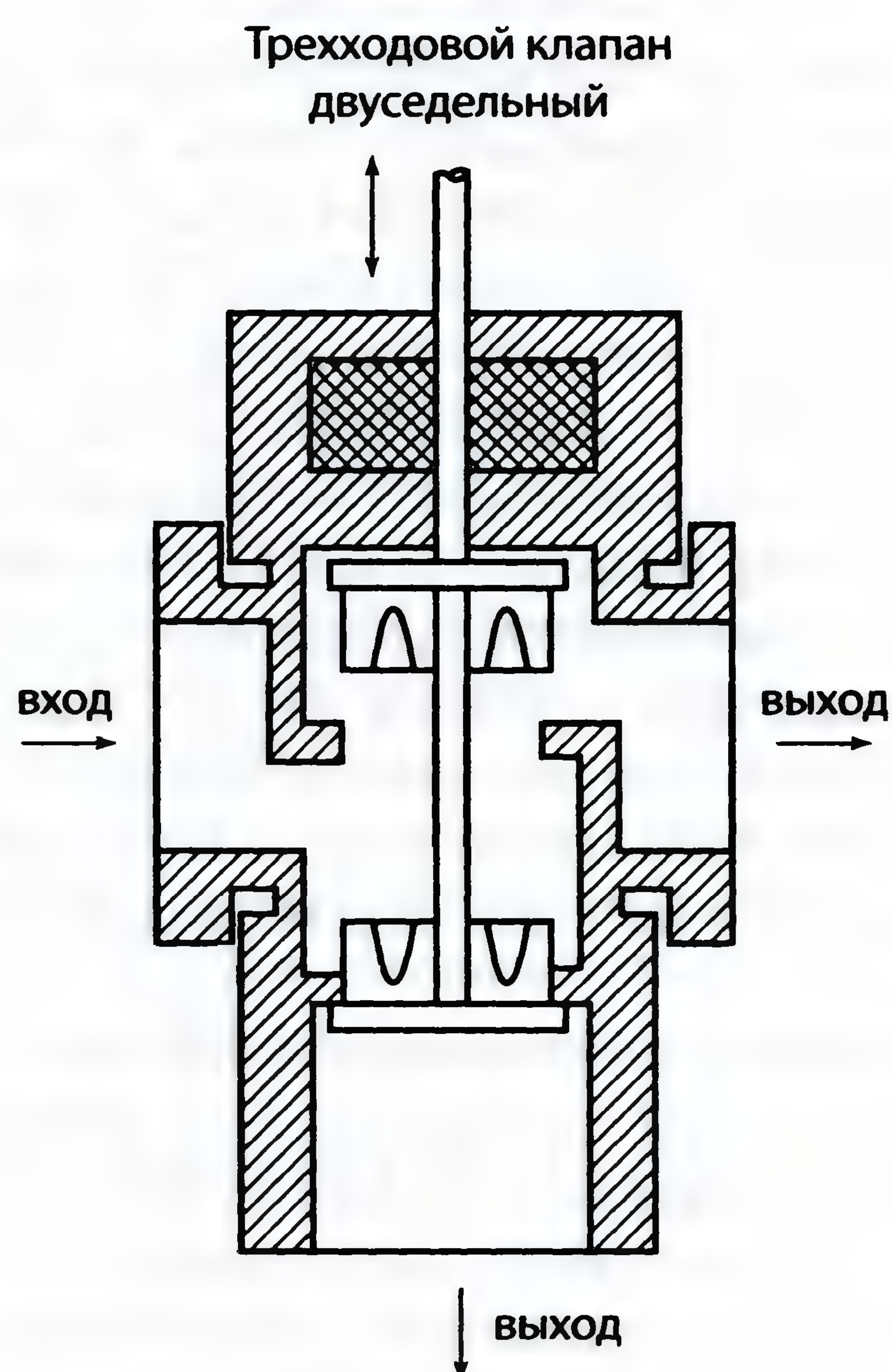


Рисунок 11.19. Трехходовой разделительный двухседельный клапан

Недостатком односедельных клапанов является возникающий перепад давлений среды, выталкивающий шток клапана при его закрытии. Сила выталкивания определяется как произведение площади плунжера на разность давлений среды до и после клапана. Оно может достигать больших значений и требует дополнительных затрат энергии на работу исполнительного механизма.

Двухседельные клапаны более уравновешены, так как перепад давлений среды воздействует в равной степени на верхнюю и нижнюю часть плунжера. Полное уравновешивание не достигается, так как диаметр нижнего седла немного меньше диаметра верхнего седла, но сила выталкивания значительно меньше и соответственно меньше затрат энергии на привод клапана.

Двухходовые и трехходовые клапаны в комплекте с электромагнитным приводом, называются соленоидными клапанами. Они служат для позиционного («включено — выключено») изменения расхода рабочей жидкости (фреона, воды, сжатого воздуха. Время срабатывания у соленоидных клапанов мало и практически может приниматься равным нулю. Электромагнитные приводы поставляются в исполнении «при отсутствии напряжения закрыт (открыт)».

Для плавного изменения расхода рабочей жидкости в современных системах автоматического регулирования используются регулирующие клапаны с электрическими приводами. При получении электроприводом сигнала от контроллера, синхронный двигатель в составе привода начинает вращаться и через механизм крепления передает это вращение на шток клапана. Некоторые электроприводы снабжены устройством защиты (возвратной пружиной), которое позволяет закрыть регулирующий клапан при прерывании управляющего сигнала или рабочего напряжении, например электроприводы воздушных клапанов наружного воздуха. Кроме стандартных функций, таких как ручное управление и индикация положения, электроприводы могут иметь концевые выключатели, прекращающие их работу при возникновении перегрузок, в том числе в случае достижения штоком клапана крайних положений.

Номенклатура и типоразмеры регулирующих клапанов, выпускаемых разными производителями, весьма обширна и непрерывно модернизируется.

Расчет и подбор регулирующего клапана на трубопроводах

После выбора способа управления и типа регулирующего клапана — двухходового или трехходового, — его необходимо правильно рассчитать и подобрать. Расчет и подбор регулирующего клапана зависит от выбранного способа регулирования и схемы обвязки теплообменника, так как на регулировочную характеристику клапана оказывают влияние гидравлические характеристики сети трубопроводов, а также циркуляционного насоса. Для получения желаемой статической характеристики системы автоматического регулирования одновременно с расчетом и выбором регулирующего клапана необходимо произвести гидравлический расчет трубопроводов обвязки теплообменника и подбор насоса.

Регулирующий клапан следует подбирать с учетом:

- — величины располагаемого перепада давления, создаваемого насосом (перепада давлений в тепловой сети);
- — потерь давления в теплообменнике, трубопроводах и арматуре;
- — конструктивной характеристики регулирующего клапана.

Для двухходовых регулирующих клапанов с плавным регулированием от правильно подобранного клапана зависит качество регулирования, определяемое соответствием хода затвора регулирующего клапана *S* определенному требуемому расходу воды через клапан.

Работа регулирующего клапана характеризуется величиной коэффициента условной пропускной способности K_V, м³/час, и пропускной характеристикой. Коэффициент условной пропускной способности равен расходу жидкости через клапан в м³/час с плотностью 1000 кг/м³, при перепаде давлений на нем 100 кПа (1 бар). Условный коэффициент пропускной способности определяется по формуле:

$$K_v = q\psi\sqrt{\frac{\rho}{10\Delta P}}, \qquad (11.5)$$

где q — объемный расход жидкости через клапан, м³/час;

ψ — коэффициент, учитывающий влияние вязкости жидкости, определяемый в зависимости от числа Рейнольдса:

$$\mathrm{Re} = 3530\frac{q}{\nu \cdot d} \qquad (11.6)$$

по графику на рисунке 11.20;

ρ — плотность жидкости, кг/м³;

ν — кинематическая вязкость жидкости, изменяющаяся в зависимости от температуры и концентрации растворенного вещества для водных растворов, см²/с;

d — диаметр условного прохода клапана, мм;

ΔP — потери давления на регулирующем клапане при максимальном расходе жидкости через него, кПа.

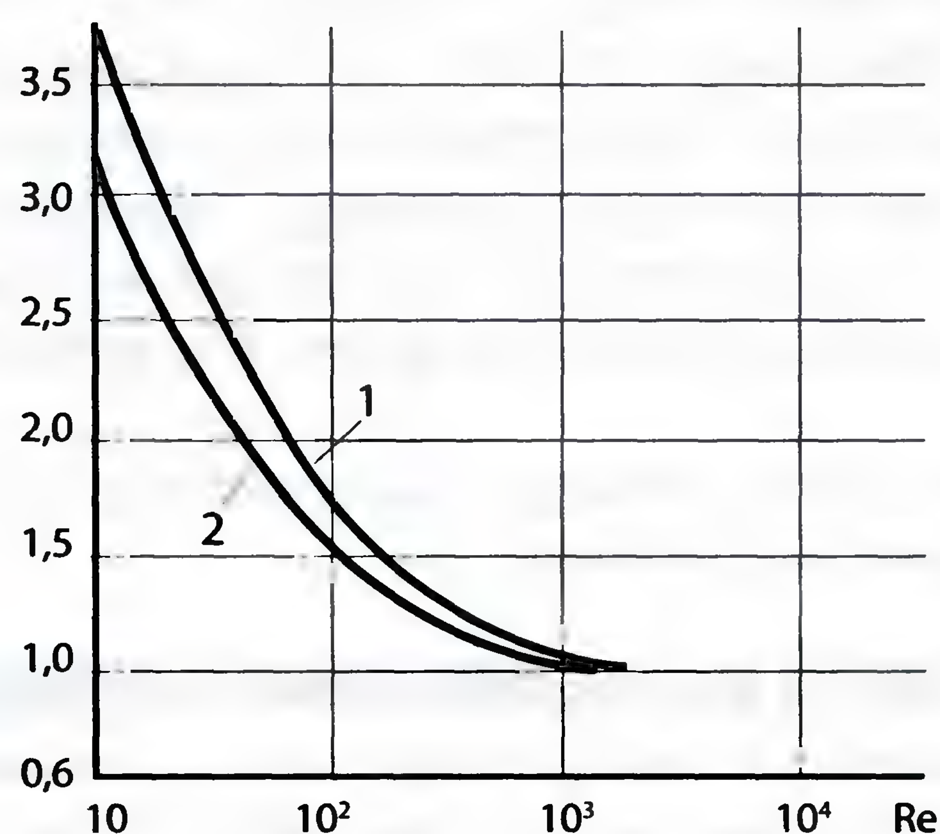


Рисунок 11.20. Зависимость коэффициента ψ от числа Рейнольдса для двухседельных (1) и односедельных (2) клапанов

Для чистой воды при плотности 1000 кг/м³ и поправке на вязкость $\psi = 1$ условный коэффициент пропускной способности:

$$K_v = q\sqrt{\frac{100}{\Delta P}}. \tag{11.7}$$

Сменные кольца седла клапана позволяют для регулирующего клапана одного диаметра условного прохода получать несколько значений условной пропускной способности.

Пропускная характеристика регулирующего клапана — зависимость относительной пропускной способности:

$$\sigma = K_v'/K_v = q'/q \tag{11.8}$$

от относительного перемещения затвора клапана:

$$\ell = S/S_y \tag{11.9}$$

при постоянном перепаде давления на клапане,

где K_v', K_v — коэффициенты пропускной способности действительный и условный, м³/час,

S, S_y — действительный и условный ход затвора клапана, мм.

Иногда она называется идеальной характеристикой регулирующего клапана. Она однозначно связана с конструктивной характеристикой регулирующего клапана — зависимостью площади проходного сечения дроссельного клапана от положения затвора клапана, так как расход регулирующей среды изменяется с изменением площади проходного сечения.

Регулирующие клапаны выпускаются с линейной пропускной характеристикой:

$$\sigma = k\ell, \tag{11.10}$$

равнопроцентной или логарифмической характеристикой:

$$\sigma = k_1 e^{k\ell}, \qquad (11.11)$$

а также двойной.

Реальная картина изменения расхода жидкости через дросселирующий клапан отличается от идеальной и характеризуется рабочей расходной характеристикой клапана, которая выражает зависимость относительного расхода жидкости через клапан от хода затвора при переменном перепаде давлений в регулирующем клапане, теплообменнике, трубопроводах и арматуре. Рабочая расходная характеристика клапана всегда будет не линейна даже при линейной конструктивной характеристике клапана. Ее отклонение от конструктивной характеристики зависит от параметров регулируемого участка. Под регулируемым участком понимается участок сети с относительно постоянным перепадом давления в процессе регулирования (колебания в относительно малых пределах ±10%) (см. рисунок 11.8). Он включает в себя: технологический элемент регулирования (воздухоохладитель, воздухонагреватель), трубопроводы, арматуру, регулирующий клапан. Перепад давления на регулируемом участке складывается из перепада давления на регулирующем клапане и перепада давления на остальных элементах технологической сети:

$$\Delta P_{ру} = \Delta P_{к} + \Delta P_{тс}. \qquad (11.12)$$

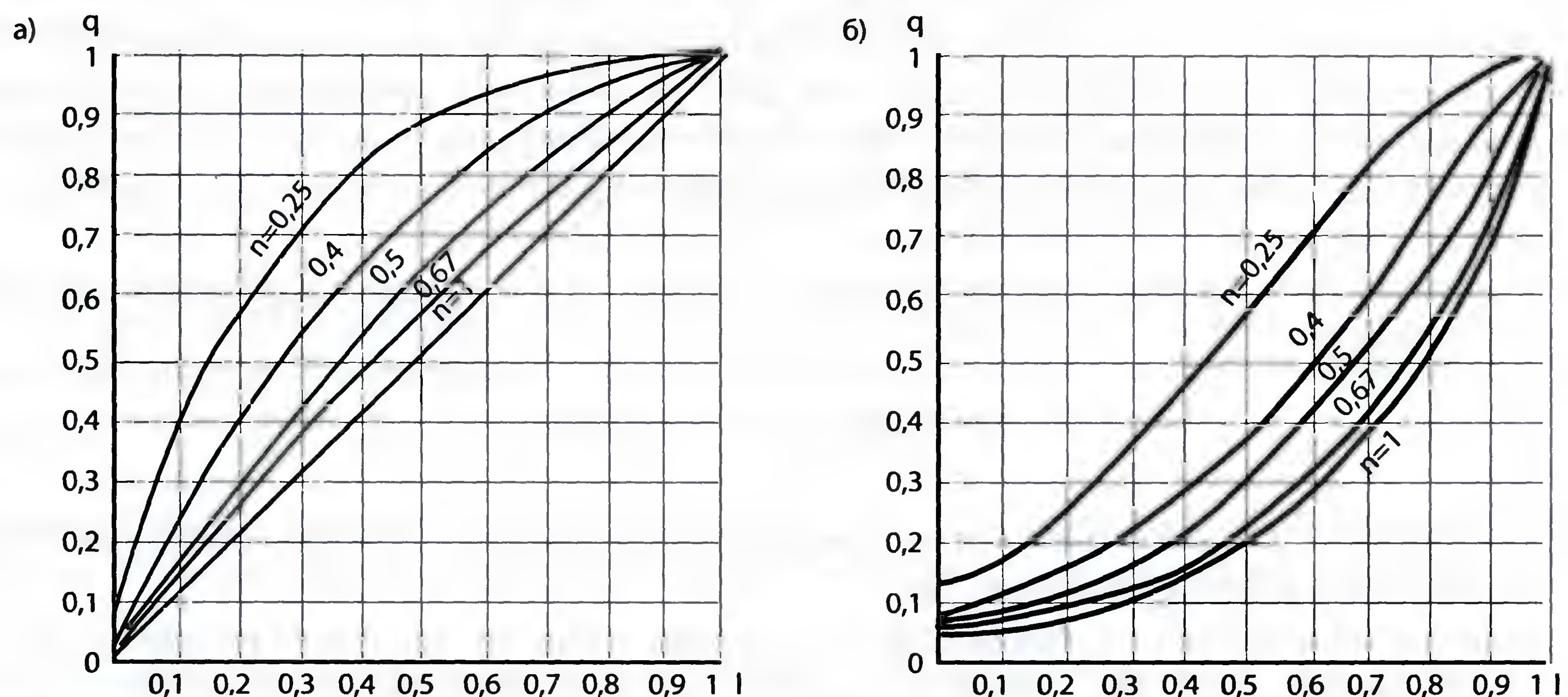


Рисунок 11.21. Рабочие расходные характеристики регулирующих клапанов с линейной (а) и равнопроцентной (б) пропускной характеристикой

Соотношение перепада давления на клапане и перепада давлений на регулируемом участке оказывает существенное влияние на вид расходной характеристики, эта величина в зарубежной и отечественной литературе называется по-разному: коэффициент управления, относительное сопротивление клапана, авторитет клапана. Обозначим отношение $\Delta P_к / \Delta P_{ру} = n$. Можно построить несколько рабочих расходных характеристик клапана в зависимости от отношения n, пример такого построения приведен на рисунке 11.21 а для регулирующего клапана с линейной пропускной характеристикой, на рисунке 11.21 б — для регулирующего клапана с равнопроцентной (логарифмической) пропускной характеристикой. При закрытии двухходового регулирующего клапана фактический расход жидкости через клапан оказывается больше, чем теоретический, и это отклонение тем больше, чем больше значение относительного сопротивления клапана. Идеальная характеристика соответствует n = 1, когда перепад давления в сети бесконечно мал, в этом случае расходная и идеальная характеристика совпадают. Наименьшее отклонение от идеального вида рабочие расходные характеристики имеют при n ≥ 0,5. Таким образом, перепад давления на двухходовом регулирую-

щем клапане должен быть больше или равен половине от общего перепада давления на регулируемом участке, или больше или равен перепаду давления на элементах технологической сети:

$$\Delta P_{к} > 0{,}5\Delta P_{ру} \text{ и } \Delta P_{к} \geq \Delta P_{тс}. \quad (11.13)$$

Правильно подобранным считается такой клапан, который полностью открыт при максимальном объеме протекающей воды и для которого выполняются соотношения 11.13.

Водяной регулирующий клапан, поставленный без расчета, можно определить визуально на системе после ее монтажа. Сечение такого клапана обычно совпадает с сечением трубопровода на регулируемом участке. Правильно выбранный клапан, как правило, имеет меньшее сечение, чем сечение трубопровода.

Подбор регулирующего клапана осуществляют по коэффициенту пропускной способности с помощью номограммы для регулирующего клапана соответствующей фирмы-производителя при заданных значениях перепада давления на полностью открытом клапане и расхода воды.

Перепад давления на полностью открытом клапане зависит от схемы установки регулирующего клапана и способа регулирования.

Для седельного двухходового клапана перепад давлений при полностью открытом клапане определяется из условия: $\Delta P_{к} > 0{,}5\Delta P_{ру}$. Перепад давления на регулируемом участке определяется согласно схемам на рисунке 11.8 а, б. Обычно перепад давления в двухходовом регулирующем клапане в дроссельном контуре находится в диапазоне от 15 до 200 кПа и зависит от перепада давления в точке подключения к источнику теплоты при номинальной нагрузке, что больше, чем для двухходового клапана в смешивающем контуре с дроссельным устройством, для которого перепад давления — от 10 до 150 кПа.

Для седельного трехходового клапана (схемы на рисунке 11.8 в, г) перепад давления ΔP_{v100} определяется из условия:

$$\Delta P_{v100} \geq \Delta P_{mv} \quad (11.14)$$

где ΔP_{mv} — перепад давлений в контуре с переменным расходом жидкости при номинальной нагрузке, например в теплообменнике, Па.

Обычно перепад давления в трехходовом регулирующем клапане в схеме на рисунке 11.8 в находится в диапазоне от 5 до 50 кПа, в схеме на рисунке 11.8 г — в диапазоне от 3 до 30 кПа.

Для смешивающего контура с трехходовым клапаном и байпасом (рисунок 11.8 д) перепад давления ΔP_{v100} определяется из условия:

$$\Delta P_{v100} \geq \Delta P_{mv1} + \Delta P_{mv2}, \quad (11.15)$$

где ΔP_{mv1}, ΔP_{mv2} — перепады давления в контуре с переменным расходом жидкости при номинальной нагрузке в соответствующих трубопроводах (рисунок 11.8 д).

В последнем случае, так как перепад давления в трубопроводах очень незначителен, то перепад давления на клапане принимается несколько больше 3 кПа.

При работе регулирующего клапана может возникнуть кавитация — вскипание жидкости внутри клапана, когда давление жидкости в процессе дросселирования становится ниже давления насыщенных водяных паров жидкости при данной температуре. Кавитация вызывает разрушение клапана, поэтому ее надо предотвратить. Кавитация наступает в том случае, если перепад давления на клапане превысит некоторую граничную величину $\Delta P_{кав}$, т. е. если $\Delta P_{к} \geq \Delta P_{кав}$, если $\Delta P_{к} \prec \Delta P_{кав}$, то кавитация не наступает.

Значение $\Delta P_{кав}$ определяют по формуле:

$$\Delta P_{кав} = K_c\,(p_1 - P_{нп}), \tag{11.16}$$

где K_c — коэффициент кавитации, определяемый в зависимости от коэффициента гидравлического сопротивления регулирующего клапана ζ по рисунку 11.22;

P_1 — давление жидкости перед клапаном, кПа;

$P_{нп}$ — давление насыщенных паров жидкости, кПа;

Величину ζ определяют следующим образом:

$$\xi = \frac{25{,}4 F_{ук}{}^2}{K_v{}^2}, \tag{11.17}$$

где $F_{ук}$ — площадь сечения входного патрубка клапана, см².

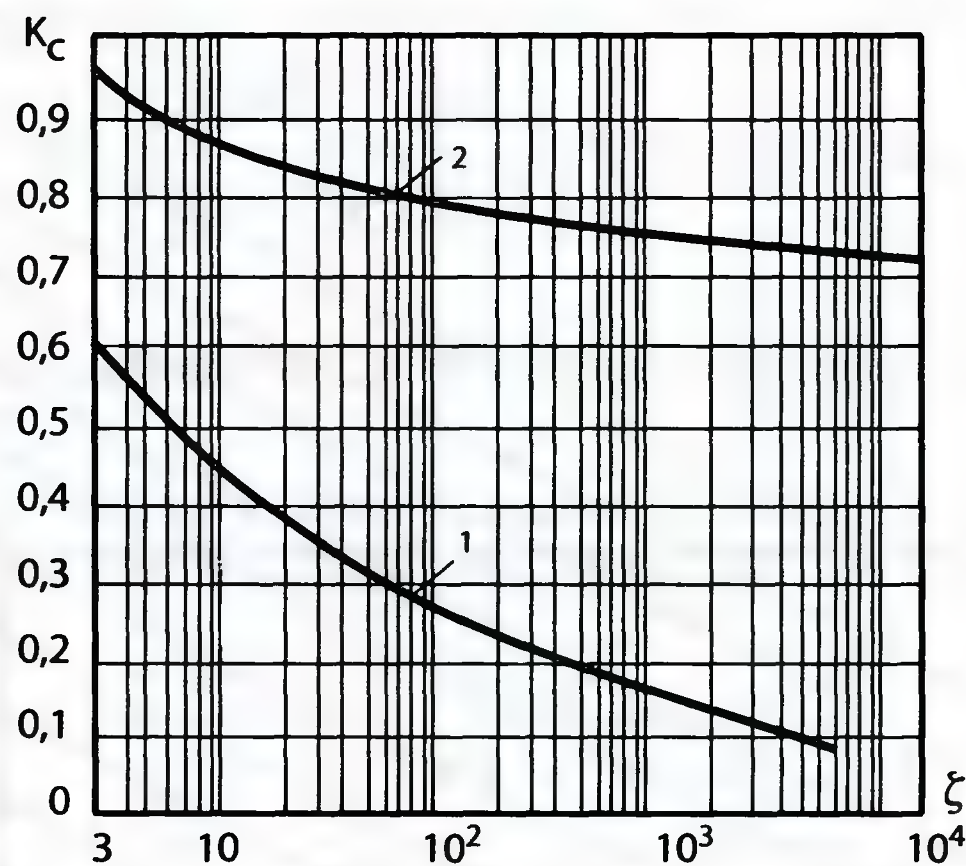


Рисунок 11.22. Зависимость коэффициента кавитации K_c от ζ для двухседельных и односедельных регулирующих клапанов (подача жидкости на затвор) (1) и односедельных (подача жидкости под затвор) (2)

Чтобы исключить кавитацию, регулирующий клапан устанавливают на обратном трубопроводе, где меньше температура теплоносителя и величина давления насыщенных водяных паров.

Пример 11.1. Подбор двухходового регулирующего клапана, устанавливаемого на трубопроводе обвязки воздухонагревателя первого подогрева (рисунок 11.8 б и рисунок 10.3)

Перепад давления в точке подключения контура воздухонагревателя — 100 кПа при номинальном расходе воды.

Расход теплоносителя (воды) через воздухонагреватель — G = 2870 кг/час;

температура воды в подающем трубопроводе 110°С;

плотность воды при этой температуре — 951,4 кг/м³;

температура воды в обратном трубопроводе, на котором установлен двухходовой регулирующий клапан — 70°С;

плотность воды при этой температуре — 977,8 кг/м³;

потери давления в воздухонагревателе — $\Delta P_w = 14{,}9$ *кПа;*

потери давления в трубопроводах — $\Delta P_{тр} = 5$ *кПа;*

потери давления в обводной линии — $\Delta P_б = 0{,}5$ *кПа.*

Из условия: $\Delta P_к \geq 0{,}5\Delta P_{ру}$ *определяют необходимый перепад давления на регулирующем клапане:*

$$\Delta P_к = 0{,}5\Delta P_{ру} = 0{,}5\Delta P_{mv} = 0{,}5\cdot 100 = 50 \text{ кПа}$$

Определяют требуемое значение коэффициента пропускной способности клапана:

$$K_v = q\sqrt{\frac{\rho}{10\Delta P}}. = \frac{G}{\rho}\sqrt{\frac{\rho}{10\Delta P_к}} = \frac{2870}{977,8}\sqrt{\frac{977,8}{10 \cdot 50}} = 4,1\ м^3/час$$

Подбирают седельный регулирующий клапан VM2 диаметром d_y = 15 мм с коэффициентом условной пропускной способности K_v = 4 м³/час. Клапан может быть подобран также по диаграмме на рисунке 11.23.

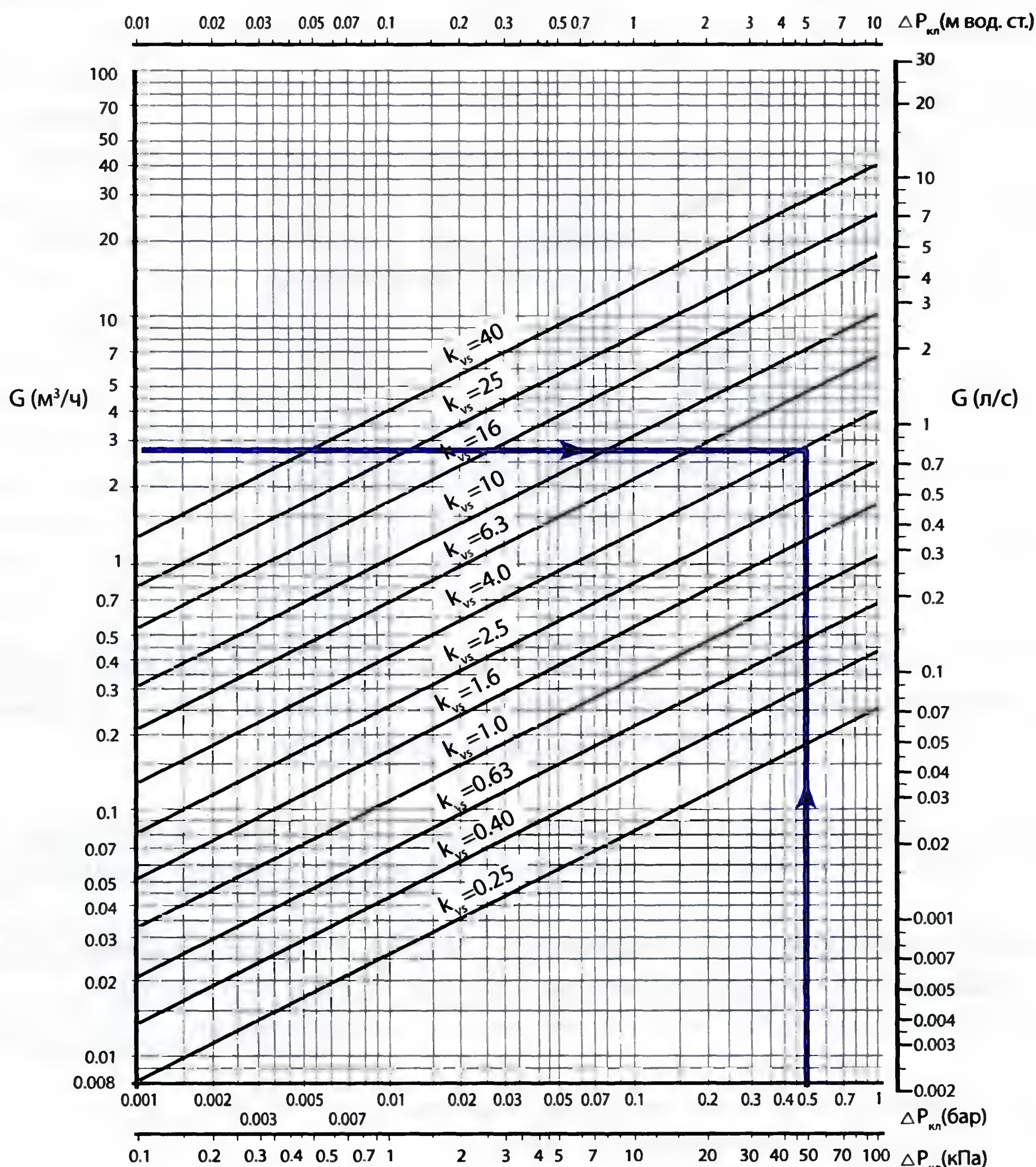


Рисунок 11.23. Диаграмма для выбора седельного двухходового регулирующего клапана VM2

Фактический перепад давления на клапане будет равен:

$$\Delta P_к = 0,1\rho(\frac{q}{K_v})^2 = 0,1 \cdot (\frac{2870}{4})^2 \frac{1}{977,8} = 52,65\ кПа$$

Подбирают автоматический балансировочный клапан, устанавливаемый на обратном трубопроводе, и запорный клапан на подающем трубопроводе.

Диаметр балансировочного и запорного клапанов принимают по диаметру трубопровода так, чтобы скорость движения воды не превышала 0,6 м/с. Для данного воздухонагревателя скорость

движения воды в трубопроводе диаметром $d_y = 40$ мм составляет 0,6 м/с. Принимаем диаметр клапана равный диаметру трубопровода, тогда пропускная способность запорного клапана ASV-M составляет $K_v = 10$ м³/час.

Потери давления на запорном клапане ASV-M будут равны:

$$\Delta P_м = 0{,}1 \cdot \left(\frac{2870}{10}\right)^2 \frac{1}{951{,}4} = 8{,}66 \ кПа.$$

Потери давления на автоматическом балансировочном клапане ASV-PV Plus составляют:

$$\Delta P_{бк} = \Delta P_{mv} + \Delta P_б - \Delta P_к - \Delta P_м = 100 + 0{,}5 - 52{,}65 - 8{,}66 = 39{,}2 \ кПа.$$

Требуемую пропускную способность клапана ASV-PV Plus определяют расчетом:

$$K_v = \frac{2870}{977{,}8}\sqrt{\frac{977{,}8}{10 \cdot 39{,}2}} = 4{,}64 м^3/час$$

или по диаграмме.

Степень открытия клапана составляет 50%, величина зоны пропорциональности (отклонения) составит $x_p = 0{,}6$ кПа.

После подбора регулирующего клапана проверяют выбранный клапан на кавитацию.

Определяют площадь сечения входного патрубка клапана, см², и величину ζ:

$$F_{ук} = \frac{\pi d_y^{\ 2}}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 1{,}5^2}{4} = 1{,}77 см^2,$$

$$\xi = \frac{25{,}4 \cdot 1{,}77}{4^2} = 2{,}8.$$

По графику на рисунке 11.22 находят коэффициент кавитации $K_c = 0{,}6$ для двухседельного клапана. Для седельного регулирующего клапана VM2 по каталогу Данфосс коэффициент кавитации $K_c \geq 0{,}5$.

Давление жидкости перед клапаном равно:

$$P_1 = P_{птр} - \Delta P_м + \Delta P_б - \Delta P_ф = 600 - 8{,}66 = 591{,}3 \ кПа,$$

при давлении в точке подключения подающего трубопровода $P_{птр} = 600$ кПа, потерях давления в фильтре 0,5 кПа

Давление насыщенных паров жидкости $P_{птр} = 31$ кПа при температуре теплоносителя в обратном трубопроводе — 70°С.

Значение $\Delta P_{кав}$ будет равно:

$$\Delta P_{кав} = 0{,}6(591{,}3 - 31) = 336{,}1 \ кПа,$$

что больше, чем потери давления при максимальном расходе воды на клапане $\Delta P_к = 52{,}65$ кПа, поэтому кавитация не возникнет при номинальном режиме.

Пример 11.2. Подбор трехходового разделительного регулирующего клапана, устанавливаемого на трубопроводе обвязки воздухоохладителя (рисунок 11.8 в и рисунок 10.12).

Перепад давления в точке подключения контура воздухоохладителя — $\Delta P_{mv} = 180$ кПа при номинальном расходе воды;

расход теплоносителя (воды) через воздухоохладитель — G = 19584 кг/час;

температура воды начальная — 7°С;
температура воды конечная — 12°С;
плотность воды при средней температуре воды 10°С — 999,7 кг/м³;
потери давления в воздухоохладителе — ΔP_w = 37,2 кПа;
потери давления в трубопроводах — $\Delta P_{тр}$ = 2,8 кПа;
объемный расход воды — $q = G/\rho$ = 19584/999,7 = 19,59 м³/час.
Из условия $\Delta P_{v100} \geq \Delta P_{mv}$ определяют необходимый перепад давления на регулирующем клапане:

$$\Delta P_к = \Delta P_{xw} + \Delta P_{тр} = \Delta P_{mv} = 37{,}2 + 2{,}8 = 40 \text{ кПа}.$$

Определяют требуемое значение коэффициента пропускной способности клапана:

$$K_v = \frac{19584}{999{,}7}\sqrt{\frac{999{,}7}{10 \cdot 40}} = 30{,}97 м^3 / час.$$

Подбирают седельный регулирующий клапан VRB3 диаметром d_y=40 мм с коэффициентом условной пропускной способности K_v = 25,0 м³/час. Клапан может быть подобран также по диаграмме на рисунке 11.24.

Фактический перепад давления на клапане будет равен:

$$\Delta P_к = 0{,}1\rho(\frac{q}{K_v})^2 = 0{,}1 \cdot (\frac{19584}{25})^2 \frac{1}{999{,}7} = 61{,}4 \text{ кПа}$$

Подбирают ручной балансировочный клапан, устанавливаемый на подающем трубопроводе.

Диаметр балансировочного клапана принимают по диаметру трубопровода так, чтобы скорость движения воды не превышала 0,6 м/с. Для данного воздухоохладителя скорость движения воды в трубопроводе диаметром d_y=125 мм составляет 0,44 м/с. Принимаем диаметр клапана равный диаметру трубопровода.

Потери давления на ручном балансировочном клапане MSV-F должны составлять:

$$\Delta P_{бк} = \Delta P_{mv} - \Delta P_к - \Delta P_{xw} - \Delta P_{тр} - \Delta P_{зк} = 180 - 61{,}4 - 37{,}2 - 2{,}8 - 0{,}5 = 78{,}1 \text{ кПа}.$$

Требуемую пропускную способность клапана MSV-F определяют расчетом:

$$K_v = \frac{19584}{999{,}7}\sqrt{\frac{999{,}7}{10 \cdot 78{,}1}} = 22{,}16 \text{ м}^3\text{/час}$$

или по диаграмме.

Число оборотов шпинделя клапана немного меньше четырех, так как при числе оборотов шпинделя равном четыре, коэффициент пропускной способности составит K_v = 24,6 м³/час.

Подбирают ручной балансировочный клапан, устанавливаемый на обводном трубопроводе.

Диаметр балансировочного клапана принимают d_y=125 мм.

Потери давления на ручном балансировочном клапане MSV-F составляют:

$$\Delta P_{бк} = \Delta P_{xw} + \Delta P_{тр} = 37{,}2 + 2{,}8 = 40 \text{ кПа}.$$

Требуемую пропускную способность клапана MSV-F определяют расчетом:

$$K_v = \frac{19584}{999{,}7}\sqrt{\frac{999{,}7}{10 \cdot 40{,}0}} = 30{,}97 м^3 / час$$

или по диаграмме.

Число оборотов шпинделя клапана немного меньше пяти, так как при числе оборотов шпинделя равном пяти, коэффициент пропускной способности составит K_v = 32,3 м³/час.

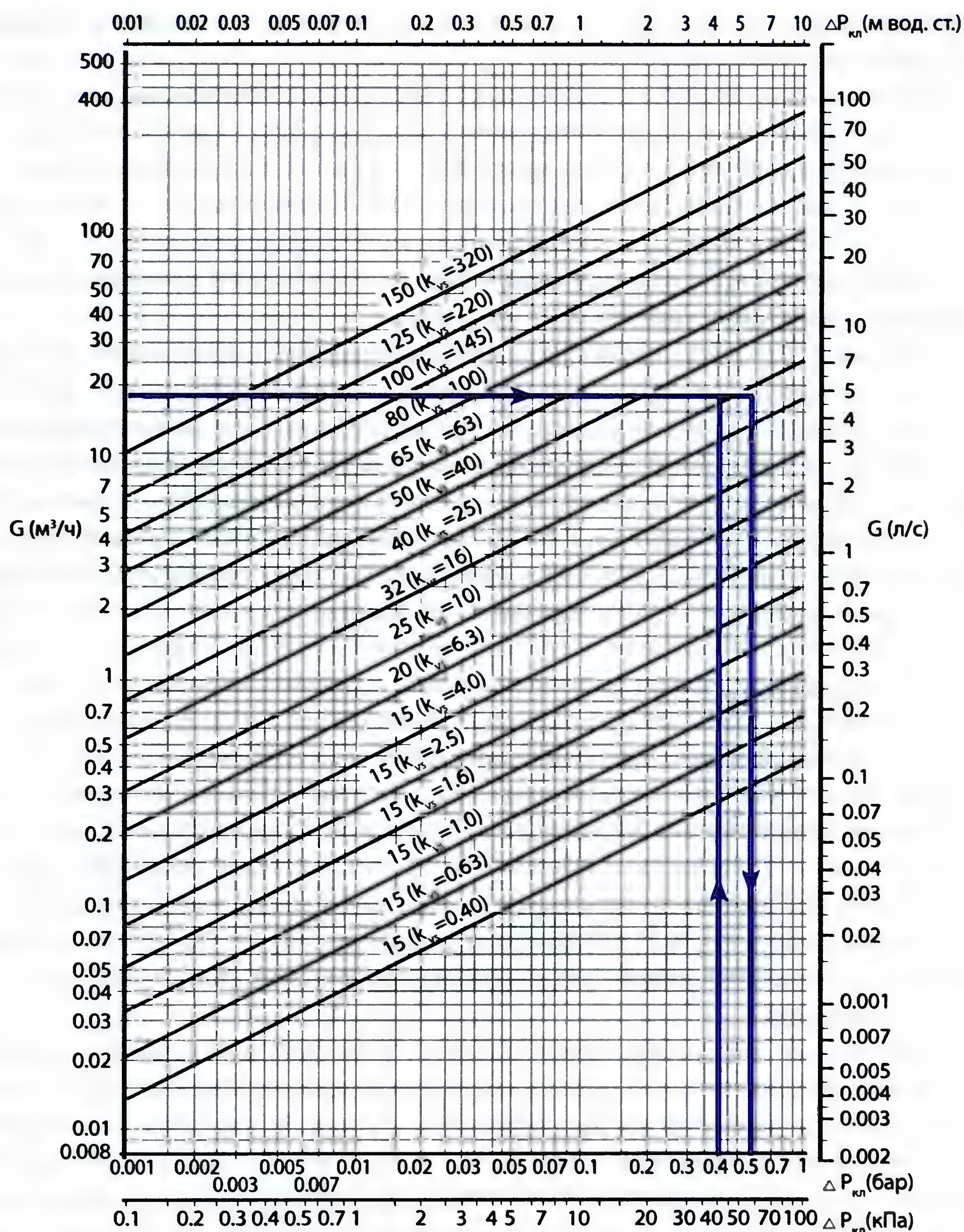


Рисунок 11.24. Диаграмма для выбора седельного трехходового регулирующего клапана VRB3

Воздушные регулирующие клапаны

В системах кондиционирования воздуха применяются воздушные регулирующие клапаны:

— для регулирования общего расхода воздуха в системе, когда используют вентилятор с постоянным числом оборотов рабочего колеса;

— для регулирования расхода воздуха в отдельных потоках смесительного блока и удаляемого воздуха, например наружного и рециркуляционного воздуха в приемном блоке, что позволяет путем изменения соотношения потоков уменьшить затраты на обработку воздуха, стабилизировать один из параметров микроклимата в помещении в переходный период, когда отсутствует потребность в теплоте и холоде, рециркуляционного и остальной части приточного воздуха в системе со второй рециркуляцией, что позволяет исключить второй подогрев;

— для изменения расхода воздуха в обводной линии поверхностного теплообменника или блока увлажнения (байпасирование по воздуху);
— для регулирования расхода воздуха в отдельных ответвлениях вентиляционной сети или в смесительных коробках системы кондиционирования воздуха с переменным расходом.

По форме поперечного сечения клапаны могут быть круглого или прямоугольного сечения, по количеству створок — одностворчатые и многостворчатые. В зависимости от взаимного направления вращения створок многостворчатого клапана, они могут быть параллельные (поворачиваются в одном направлении) или оппозитные (поворачиваются во встречном направлении), угол поворота створок клапана α изменяется в пределах от 0° до 90°.

Воздушные клапаны с параллельными створками рекомендуется применять для двухпозиционного регулирования «открыто–закрыто» и не рекомендуется применять для плавного регулирования расхода воздуха, так как при повороте параллельных створок происходит значительное изменение направления потока воздуха и неудовлетворительное качество смешения двух потоков воздуха, а следовательно неравномерное поле температур воздуха во фронтальном сечении центрального кондиционера или смесительной коробки. В клапанах с оппозитными створками не происходит отклонение потока воздуха и наблюдается более равномерное поле температур воздуха, но потери давления больше, чем в клапане с параллельными створками.

Зависимость коэффициента местного сопротивления воздушного клапана от угла поворота его створок называют аэродинамической характеристикой клапана. Аэродинамическая характеристика воздушного клапана зависит от его размеров, количества створок, взаимного направления вращения створок, определяется экспериментально и приводится в каталогах производителей. На аэродинамическую характеристику клапана оказывает влияние режим движения воздуха — при турбулентном режиме движения она не зависит от критерия Рейнольдса, — и нестабильность потока воздуха, связанная с близким расположением других местных сопротивлений — отводов, тройников и т.д. Чтобы обеспечить точность регулирования, необходимо при подборе воздушного регулирующего клапана обеспечить турбулентный режим движения ($Re>10^5$) и размещать клапан на определенном расстоянии (не менее трех–пяти гидравлических диаметров) от ближайших фасонных частей воздуховодов.

Статической расходной характеристикой клапана, или регулировочной, называют зависимость относительного расхода воздуха через клапан от степени изменения угла поворота створок при переменном перепаде давления на регулирующем клапане и участках технологической сети. Статическая расходная характеристика строится на основе аэродинамической характеристики и зависит так же, как и расходная характеристика любого дросселирующего клапана, например устанавливаемого на трубопроводе, от параметров регулируемого участка. Под регулируемым участком понимают часть вентиляционной сети, где клапан управляет расходом; он может включать в себя несколько участков вентиляционной сети. Например, для центрального воздушного клапана — это вся вентиляционная сеть, для воздушного клапана на рециркуляционном воздухе — все участки рециркуляционного ответвления, для клапана на наружном воздухе — участки, включающие воздухозабор с жалюзийными решетками, сам клапан и иногда поверхностный воздухонагреватель при подогреве воздуха до смешения.

В качестве параметра регулируемого участка принимается отношение общего перепада давлений на регулируемом участке за вычетом перепада давлений на воздушном регулирующем клапане (потери давления в элементах технологической сети) к перепаду давления на регулирующем клапане:

$$a=\frac{\Delta P_{ру}-\Delta P_{к}}{\Delta P_{к}}=\frac{\Delta P_{тс}}{\Delta P_{к}}. \qquad (11.18)$$

На рисунке 11.25 представлена статическая характеристика воздушного регулирующего клапана с оппозитными створками в зависимости от параметра a.

Иногда в качестве параметра, определяющего условия установки регулирующего клапана в сети, принимают условный коэффициент сопротивления технологической сети ξ_{nc}, в зависимости от которого строят расходные статические характеристики:

$$\xi_{mc} = \frac{\Delta P_{mc}}{\frac{\upsilon^2}{2}\rho} = a \cdot \xi_{\kappa}, \tag{11.19}$$

где υ — скорость воздуха в живом сечении клапана при максимальном расходе, м/с;

ξ_{κ} — коэффициент местного сопротивления клапана при максимальном расходе через него.

Правильно подобранным и рассчитанным считается такой регулирующий клапан, который не искажает линейной характеристики объекта регулирования или устраняет ее нелинейность. Если объект регулирования имеет линейную характеристику, то статическая характеристика регулирующего клапана также должна быть линейной. Для воздушного регулирующего клапана с оппозитными створками близка к линейной характеристика при значении параметра *a = 10* на рисунке 11.25, которое и следует принять для подбора воздушного регулирующего клапана. Если же статическая характеристика объекта регулирования нелинейная, то характеристика регулирующего клапана также должна быть нелинейной и представлять ее зеркальное отображение.

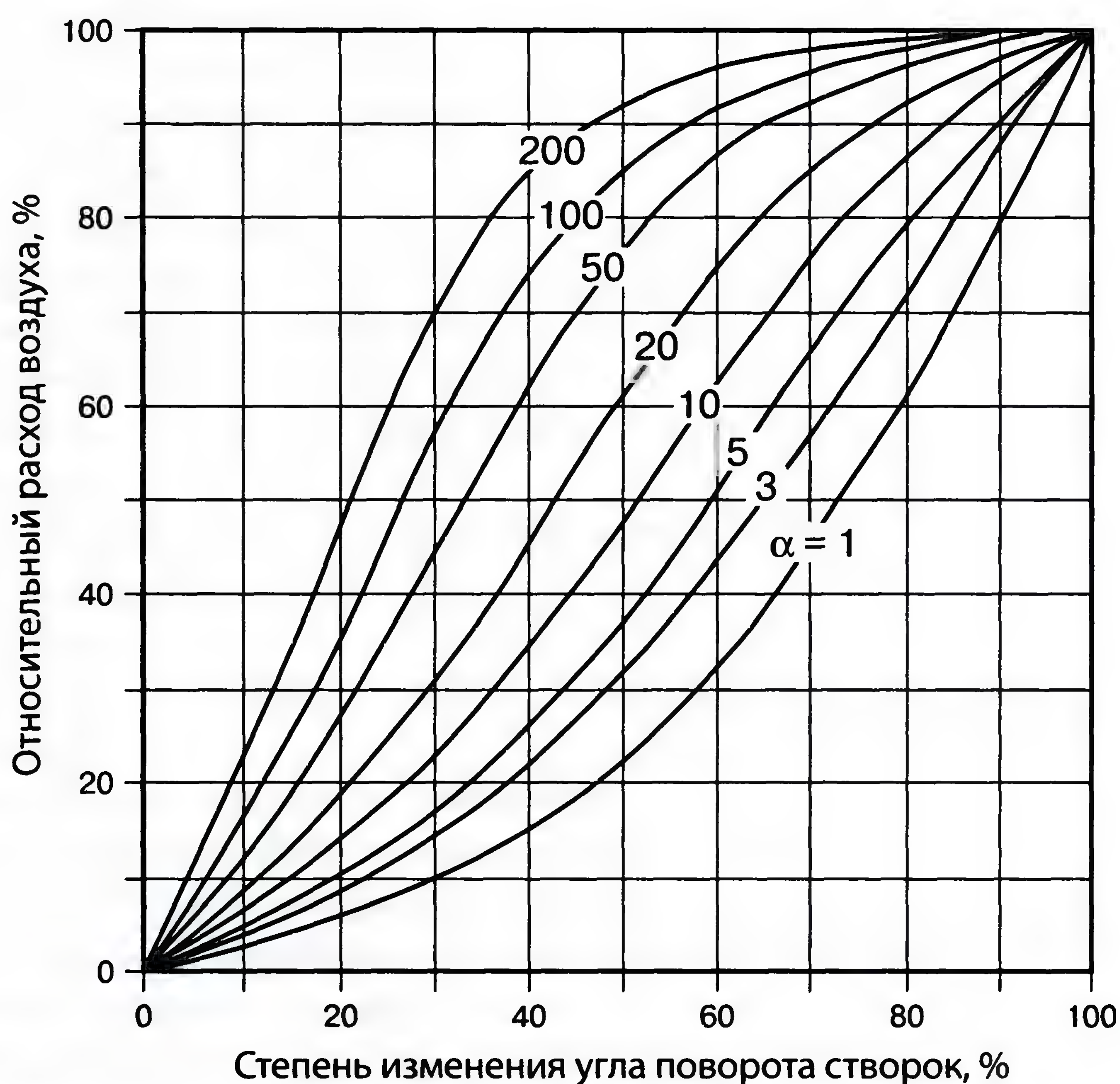


Рисунок 11.25. Статическая характеристика воздушного клапана с оппозитными створками в зависимости от α — отношения потерь давления на регулируемом участке за вычетом потерь на клапане к давлению на клапане

Площадь сечения воздушного регулирующего клапана определяют по формуле, полученной из уравнения неразрывности с учетом соотношения формул 11.18 и 11.19:

$$F = L_{макс}\sqrt{\frac{\xi_{mc} \cdot \rho}{2\Delta P_{mc}}} = L_{макс}\sqrt{\frac{a \cdot \xi_{\kappa} \cdot \rho}{2\Delta P_{mc}}}, \tag{11.20}$$

где $L_{макс}$ — максимальный расход воздуха через регулирующий клапан, м^3/час;

$\xi_{тс}$ — параметр, выбираемый из условия получения суммарной линейной статической характеристики объекта регулирования и регулирующего клапана.

Для воздушных клапанов приемных блоков центральных кондиционеров ВНИИкондиционер предлагает выбирать сечение клапана по формуле:

$$F = F_{фр}\left[\left(\frac{0,7P_в}{\upsilon_{фр}\cdot a}\right)^{-0,2} - 0,33\right], \qquad (11.21)$$

где $F_{фр}$ — площадь фронтального сечения центрального кондиционера, м^2;

$\upsilon_{фр}$ — скорость воздуха во фронтальном сечении, м/с;

$P_в$ — давление, развиваемое вентилятором, Па.

Рекомендуемые значения параметра a находятся в диапазоне от 6 до 19.

Если выбирают не одиночный воздушный клапан, а два или три синхронно управляемых, то необходимо предварительно уравнять потери давления на параллельных участках вентиляционной сети.

ГЛАВА 12

Монтаж и наладка центральных систем кондиционирования воздуха

Общие положения по монтажу, вводу в эксплуатацию и обслуживанию блоков центрального кондиционера, требования по технике безопасности 592
Монтаж центрального кондиционера....593
Монтаж блоков увлажнения....596
Блок увлажнения форсуночного типа....597
Монтаж блока сотового увлажнения....599
Монтаж блока парового увлажнения....599
Монтаж вентиляторного блока....600
Электрические подключения....600
Монтаж поверхностных теплообменников....604
Монтаж парового воздухонагревателя....606
Монтаж фреонового воздухоохладителя....607
Монтаж электрического воздухонагревателя....608
Монтаж фильтров....609
Монтаж системы отвода неиспользованной воды или конденсата....609
Монтаж блоков регенерации теплоты....611
Монтаж воздуховодов....613
Испытание и наладка центральной системы кондиционирования воздуха....613
Общие положения....613
Испытание системы тепло-холодоснабжения....615
Испытания системы кондиционирования воздуха....616
Наладка системы кондиционирования воздуха....616
Пуск и наладка функциональных блоков центрального кондиционера....617
Обслуживание центрального кондиционера....629
Обслуживание приемного и приемно-смесительного блока....629
Обслуживание воздушных фильтров....629
Обслуживание водяных и фреоновых теплообменников, теплообменников блока регенерации теплоты....630
Обслуживание камеры орошения....631
Обслуживание блока сотового увлажнения....632
Обслуживание блока увлажнения с форсунками тонкого распыла....633
Обслуживание блока парового увлажнения....633
Обслуживание вентиляторов....633
Неисправности в работе центрального кондиционера....634

Общие положения по монтажу, вводу в эксплуатацию и обслуживанию блоков центрального кондиционера, требования по технике безопасности

Монтаж, ввод в эксплуатацию и обслуживание центрального кондиционера должны проводиться квалифицированными специалистами в соответствии с инструкциями производителя и требованиями действующих норм и правил. Перед монтажом центрального кондиционера необходимо проверить строительную готовность помещения для размещения оборудования, фундаментов и оснований, наличие грузоподъемных механизмов. До начала работ следует изучить руководство по приемке, транспортировке, монтажу, пуску, безопасному применению, испытаниям и обслуживанию центрального кондиционера.

Особое внимание следует уделить погрузке, разгрузке и перевозке блока. При транспортировке до места монтажа необходимо использовать опоры по диагонали, деревянные упоры под несущей рамой. При транспортировке не допускается никакого давления на корпус блоков центрального кондиционера, как сверху, так и сбоку, блок должен быть сухим, для чего используют защитную пленку, бумагу и т.д. Для обеспечения безопасности грузоподъемные работы необходимо выполнять с использованием соответствующего грузоподъемного оборудования и приспособлений, последние должны соответствовать весу кондиционера. Распределение веса отдельного блока или моноблока центрального кондиционера на стропы должно быть равномерным с учетом расположения центра тяжести, обычно вес блока и центр тяжести указаны на схеме, поставляемой вместе с ним. Секции центрального кондиционера или весь блок монтируют с помощью автокранов, лебедок, автопогрузчиков и других механизмов в зависимости от места расположения вентиляционной камеры и веса блока. Блоки, поставляемые с ножками, можно легко поднимать с помощью погрузчика, на тросах или на стропах. Блоки без ножек имеют металлическую раму с отверстиями для подъема или трубки для закрепления троса. Специальные рым-болты устанавливаются по заказу или на большие блоки. При погрузочно-разгрузочных работах блок следует перемещать медленно, следя за отсутствием перекосов, при погрузке блока на транспорт его следует располагать так, чтобы избежать поломки таких элементов, как вентиляторы, подшипники, теплообменники, и т.д. Отдельные секции должны быть погружены и разгружены с особой осторожностью для защиты выступающих элементов: петлей, ручек, фитингов, и т.д., которые не должны использоваться для перемещения блоков. Чтобы не допустить повреждений, следует использовать защитный кожух и распорки, если для подъема используются стропы. Следует аккуратно и плавно опускать блок на землю, иначе могут быть повреждены мелкие детали, такие как болты, заклепки.

После снятия упаковки необходимо внимательно осмотреть оборудование, чтобы убедиться в отсутствии внешних повреждений. Каждый блок центрального кондиционера имеет специальную маркировку. На табличке указан тип оборудования (серия и типоразмер), серийный номер, основные технические характеристики и год выпуска. Таблички находятся на наружной панели со стороны обслуживания. Никогда нельзя снимать табличку с блока. Перед подключением блоков к электрической сети и пуском следует убедиться в соответствии параметров сети электропитания характеристикам на табличке, прикрепленной на блоке. Данные на табличках перед началом монтажа сверяют с данными проекта. Руководство по монтажу и электрическая схема отдельных блоков должны храниться в доступном месте для того, чтобы оператор всегда мог получить необходимую информацию. Нельзя вносить какие-либо изменения в электрические схемы и в конструкцию блока в процессе монтажа и обслуживания, так как внесение изменений, не согласованных с производителем и нарушающих указания руководства по монтажу, прекращают действие гарантии и могут вывести блок из строя. Установка центрального кондиционирования воздуха должна применяться в соответствии с ее назначением, оговоренным заданием на проектирование и учтенным при разработке рабочего проекта.

Узлы и детали из трубопроводов обвязки теплообменников должны транспортироваться на объекты в контейнерах или пакетах и иметь сопроводительную документацию. К каждому контейнеру и пакету должна быть прикреплена табличка с маркировкой упакованных узлов в соответствии с действующими стандартами и техническими условиями на изготовление изделий. Не установленные на деталях и в узлах арматура, приборы автоматики, контрольно-измерительные приборы, соединительные части, средства крепления, прокладки, болты, гайки, шайбы и т. п. должны упаковываться отдельно, при этом в маркировке контейнера должны указываться обозначения или наименования этих изделий. Насосы, тепловые узлы, водомерные узлы следует поставлять на строящиеся объекты транспортабельными монтажно-комплектными блоками со средствами крепления, трубной обвязкой, с запорной арматурой, прокладками, болтами, гайками и шайбами.

При монтаже, пуске, наладке и обслуживании центрального кондиционера должны соблюдаться действующие правила техники безопасности. При снятии упаковки с блока необходимо соблюдать осторожность и использовать соответствующую защитную одежду (перчатки, очки, и т.д.). Для обеспечения безопасности при подъеме или установке блока, его следует располагать вертикально, на нем не должно быть посторонних предметов, нельзя оставлять блок подвешенным над землей. Для обеспечения безопасности во время работы системы кондиционирования воздуха и недопущения перегрузки электродвигателя вентилятора, запрещается открывать дверцу обслуживания. Перед любыми работами по обслуживанию должно быть снято напряжение и на главный электрический выключатель установлен плакат «Не включать — работают люди». После окончания работ очищают центральный кондиционер, проверяют винтовые соединения и правильность электрических подключений. Ремонт блока должен выполнятся только авторизованным центром производителя с использованием оригинальных запасных частей.

Монтаж центрального кондиционера

Центральный кондиционер, как правило, располагают в специальном помещении здания, называемом обычно венткамерой, возможна установка центрального кондиционера на кровле здания. Помещение венткамеры должно быть сухим, защищенным от атмосферных воздействий, недоступным для прямых солнечные лучей, дождя, пыли и ветра, температура воздуха в помещении не должна быть выше 60°C и ниже 10°C, относительная влажность воздуха не выше 90%. При этих условиях будет обеспечена защита металлических элементов от коррозии.

Поверхность, на которую устанавливается блок, должна быть ровной, так чтобы не допустить перекоса панелей блока и рамы в случае соединения двух секций вместе. Перед установкой блока необходимо на фундаменте или на полу разметить места вывода конденсата от дренажных поддонов, к которым впоследствии следует подвести дренажные трубопроводы.

Стенки камер и блоков не должны иметь вмятин, перекосов и наклонов. Лицевые поверхности отдельных секций должны встать точно под углом 90° к поверхности основания и быть параллельны друг другу, поэтому моноблок или отдельные секции должны устанавливаться по уровню горизонтально. Блок может быть установлен прямо на пол, если он выдержит такой вес, но лучше соорудить бетонный фундамент или основание из металлического профиля. Минимальная высота фундамента или основания определяется высотой сифона самого большого размера, который имеют следующие функциональные блоки: поверхностные воздухоохладители, блоки увлажнения, блоки регенерации теплоты с пластинчатым или регенеративным вращающимся теплообменником. В системах с блоками увлажнения, имеющими поддон, все остальные блоки должны быть установлены на индивидуальные подставки или на соответствующие фундаменты. Поддон блока увлажнения должен опираться на фундамент или основание, чтобы его вес с весом заполняющей его воды не

передавался на корпус блока. Чтобы не устраивать фундамент или основание, центральные кондиционеры могут комплектоваться ножками соответствующей высоты для размещения сифона: 360 мм — для камеры орошения, 160 мм — для блока парового увлажнения, контактного увлажнения, воздухоохладителей, блоков регенерации теплоты. Ножки оснащены винтами, регулирующими высоту, и резиновыми амортизаторами для предотвращения передачи вибрации на конструкции здания. Пример установки кондиционера на ножках показан на рисунке 12.1. Ножки крепятся к несущей раме центрального кондиционера винтами.

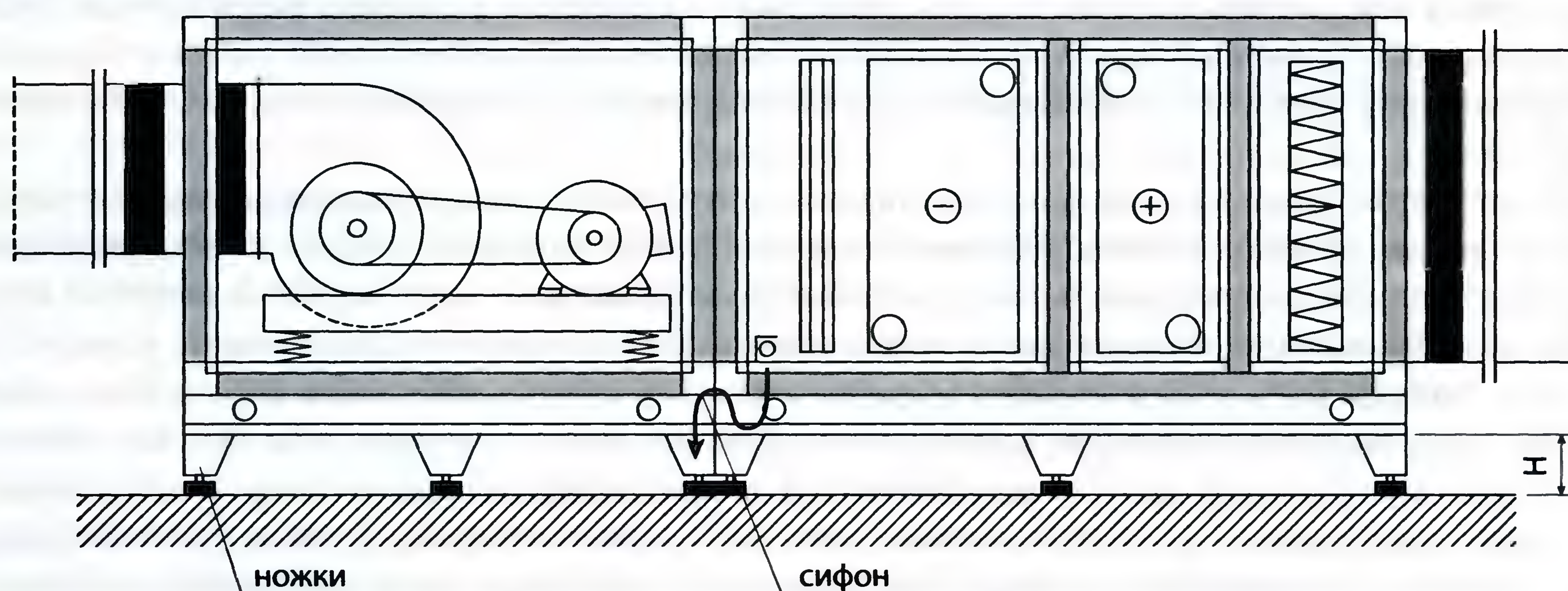


Рисунок 12.1. Установка центрального кондиционера на ножках с регулирующими винтами и резиновыми амортизаторами

Обычно не требуется дополнительного устройства виброоснования между блоком и фундаментом, так как в конструкции блоков (вентиляторного, регенерации теплоты с регенеративным вращающимся теплообменником) предусмотрено гашение вибрации для всех движущихся частей внутри блока. В объектах с высокими требованиями по акустике плита фундамента или металлическое основание должны быть отделены от конструкций здания с помощью специальной антивибрационной воздушной подушки или резиновой ленты под всеми профилями несущей рамы (рисунок 12.2). Центральный кондиционер может быть закреплен к потолку при помощи специальных подвесок, способных выдержать весь вес блока, с учетом веса воды, заполняющей поверхностные теплообменники и блоки увлажнения во время его работы.

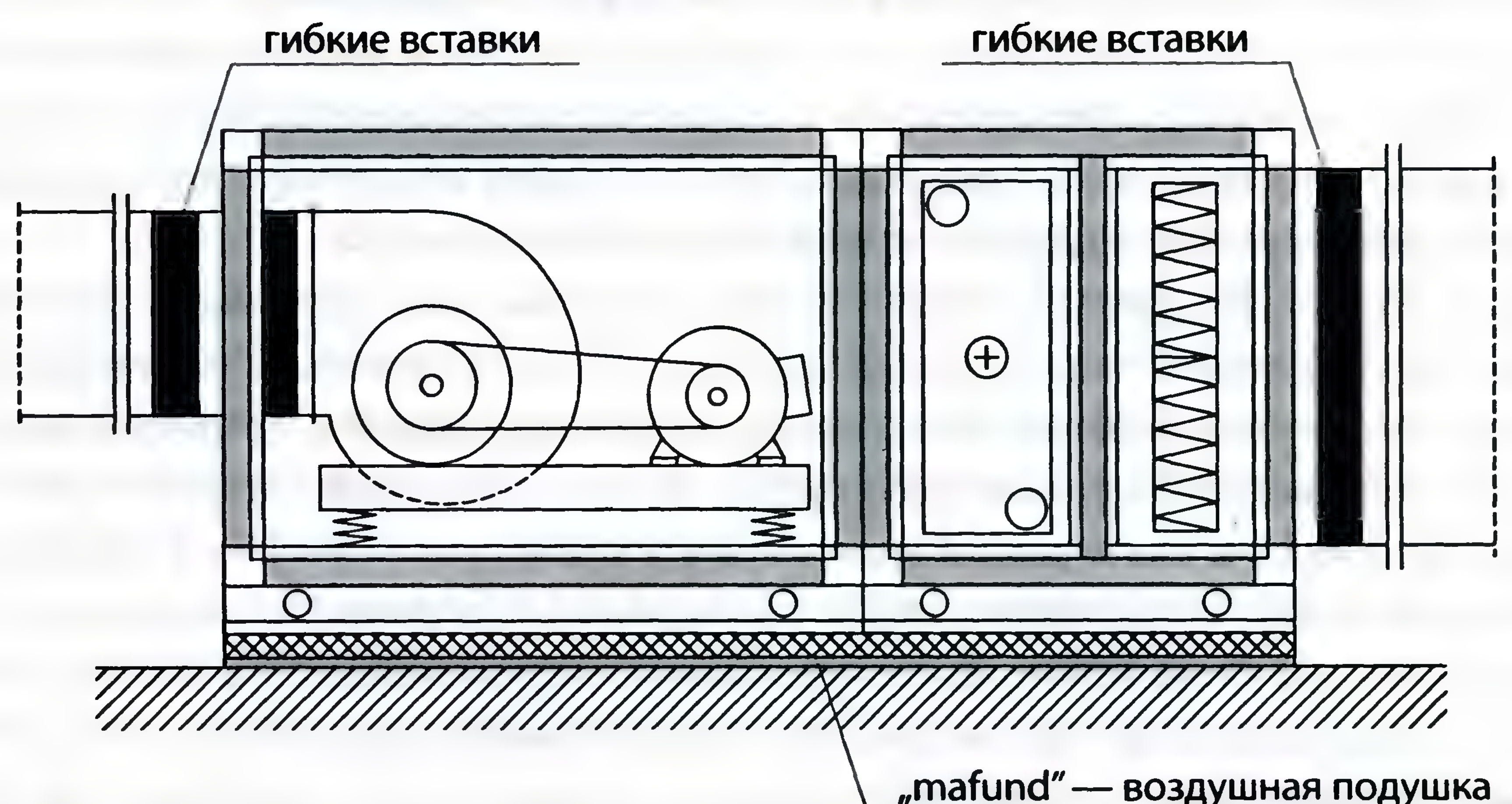


Рисунок 12.2. Установка центрального кондиционера на воздушной подушке при высоких акустических требованиях

Для удобства монтажа и обслуживания пространство на обслуживаемой стороне должно быть достаточно для того, чтобы извлечь любой из установленных в блоке: теплообменник, фильтр и т.д. С верхней стороны необходимо обеспечить подключение воздуховодов к вентиляторному блоку или блоку шумоглушения, со стороны инспекционных дверей должно быть обеспечено пространство, необходимое для их открытия, не менее 600 мм. Расстояние до стен или других блоков должно быть не менее ширины теплообменника плюс один метр, примерно 1,5–2 м (рисунок 12.3), а на необслуживаемой стороне — не менее 0,7 м, что облегчит монтаж и обслуживание и при необходимости замену отдельных компонентов.

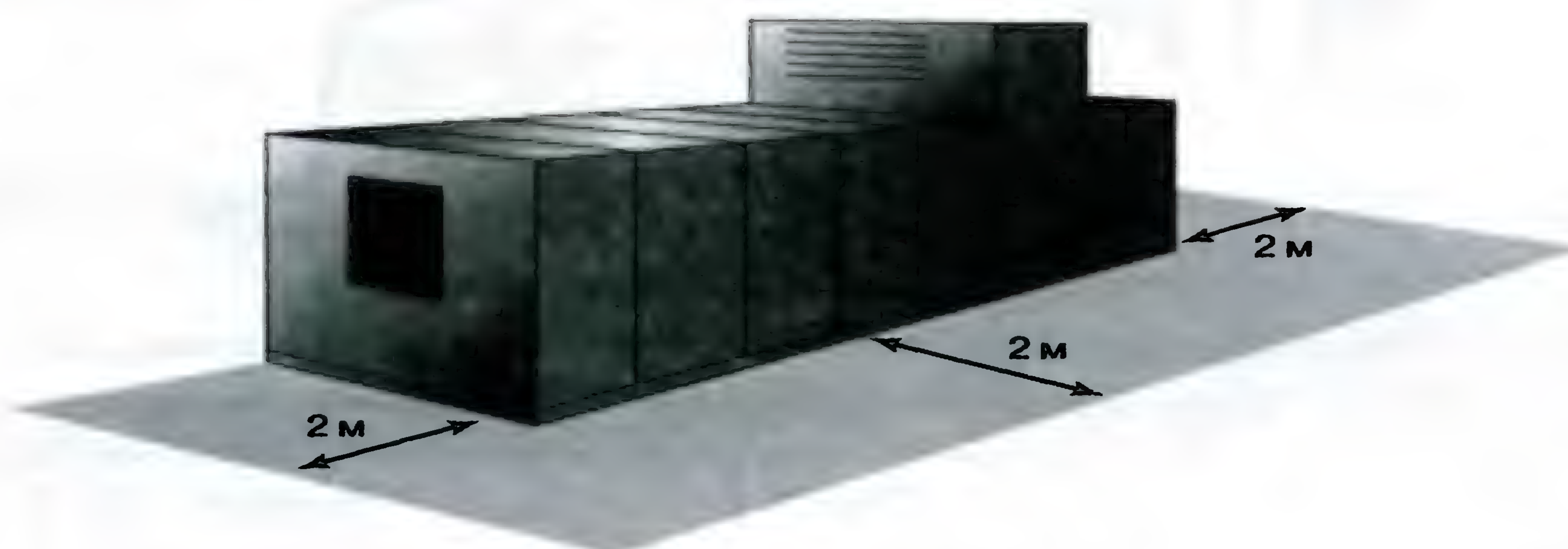


Рисунок 12.3. Расстояние между центральным кондиционером и стенами или оборудованием для монтажа и обслуживания

Блоки, устанавливаемые снаружи здания, требуют особого внимания. Кроме обычных требований к стандартным блокам, к ним предъявляются особые требования, связанные с наружными воздействиями в виде ветра, осадков, снега. Необходимо надежно закрепить навес из алюминия, чтобы он мог выдержать сильный ветер. Особое внимание следует обратить на герметичность всех соединений, для обеспечения которой используются специальные прокладки и герметик. Все узлы должны быть смонтированы так, чтобы защитить оборудование от осадков, например высота ножек, на которые устанавливается блок, должна быть достаточна, для того, чтобы он не заливался дождевой водой и был выше уровня снегового покрова. Если блок поставляется с навесом, следует убедиться в отсутствии повреждений и наличии всех крепежных винтов. Схемы крепления устройств защиты от атмосферных осадков представлены на рисунке 12.4. Обычно на стороне забора наружного воздуха и выхода обработанного воздуха производитель не поставляет, за исключением отдельных случаев, специальные устройства для защиты от дождя, снега, пыли, насекомых и тому подобных воздействий. Эти устройства необходимо заложить в проекте и смонтировать после установки блока. Наружные панели блока, устанавливаемого снаружи здания, покрываются защитной пленкой, за исключением панелей из оцинкованной стали, которая должна быть снята в течение 2 недель после начала воздействия на нее атмосферных условий, иначе потом ее будет тяжело снять.

При монтаже центрального кондиционера, состоящего из нескольких секций, они соединяются друг с другом изнутри или снаружи с помощью соединительных вставок, как показано на рисунке 12.5. Количество блочков для соединения зависит от размеров поперечного сечения рамы и указано в таблице 12.1.

Таблица 12.1. Количество блочков для соединения

Высота или ширина блока, мм	≤1570	1570–2250	2250–3440	≥3440
Количество блочков по высоте	0	1		
Количество блочков по ширине	0	1	2	3

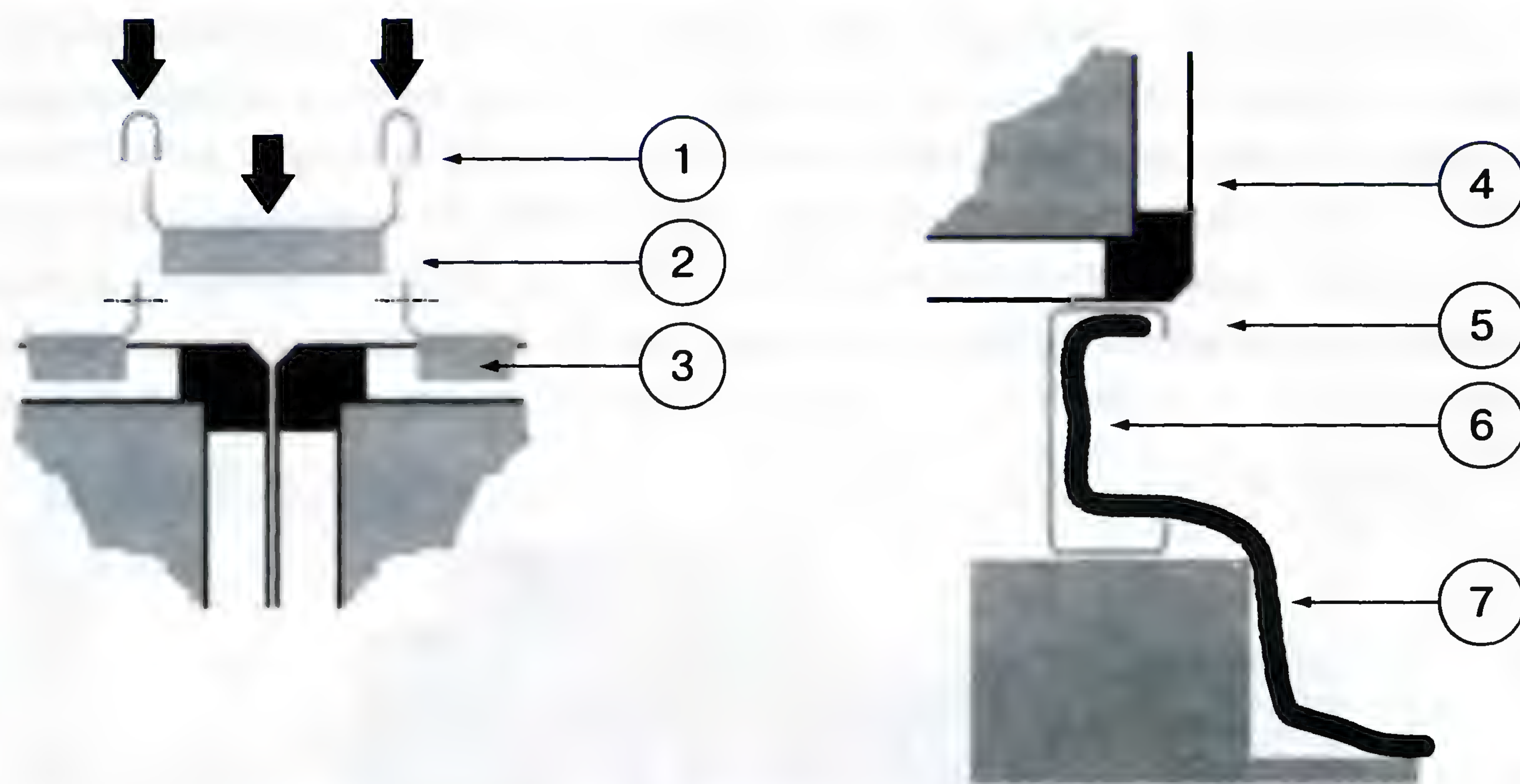


Рисунок 12.4. Защита от атмосферных осадков:

а) сверху: 1 — профиль для защиты соединения; 2 — соединительный элемент; 3 — алюминиевый навес;
б) снизу: 4 — алюминиевая рама; 5 — подставка; 6 — гидроизоляция; 7 — основание

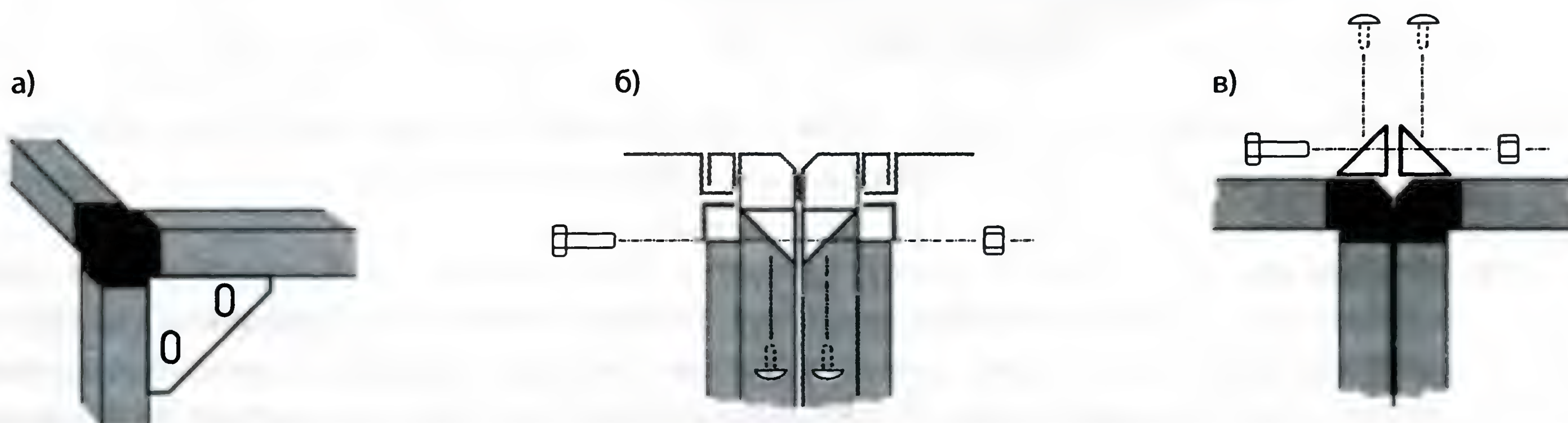


Рисунок 12.5. Соединение секций центрального кондиционера:

а) выравнивание с помощью уголка; б) использование внутренних блочков; в) использование наружных блочков

После укрепления самоклеющейся уплотнительной ленты по периметру рамы блока, блоки, предварительно выровненные по уровню, соединяются вместе, так чтобы они точно прилегали друг к другу. Клиновидная форма торцов блока обеспечивает точное соединение отдельных секций. Следует тщательно затянуть соединительные болты. При необходимости для усиления герметичности следует использовать силикон.

Воздухонагреватели центральных кондиционеров следует собирать на прокладках из термопластика. Остальные блоки, камеры и узлы кондиционеров должны собираться на прокладках из ленточной резины толщиной 3–4 мм. Все соединительные элементы: уплотнительная лента, соединительные вставки и винты — обычно входят в комплект поставки.

Монтаж блоков увлажнения

Монтаж центрального кондиционера начинают с монтажа блока увлажнения. Блоки увлажнения имеют поддон и поэтому должны монтироваться на специальном основании или бетонном фундаменте так, чтобы поддон не провисал и опирался всем днищем на основание (рисунок 12.6).

Блоки увлажнения распылительного типа поставляются в разобранном виде и собираются на месте монтажа. Первоначально устанавливают поддон, затем собирают каркас, устанавливают каплеуловитель и воздухораспределитель, коллекторы с форсунками. Боковые панели монтируют по окончании монтажа всех внутренних элементов, последней устанавливают верхнюю панель. Циркуляционный насос размещают на основании так, чтобы вал насоса всегда был ниже самого

низкого уровня воды в поддоне в ходе эксплуатации, так как для нормальной работы циркуляционного насоса, не являющегося самовсасывающим, необходимо, чтобы во время пуска он был заполнен водой. Насос присоединяется к трубопроводам с помощью гибких рукавов, чтобы на трубопроводы не передавалась вибрация.

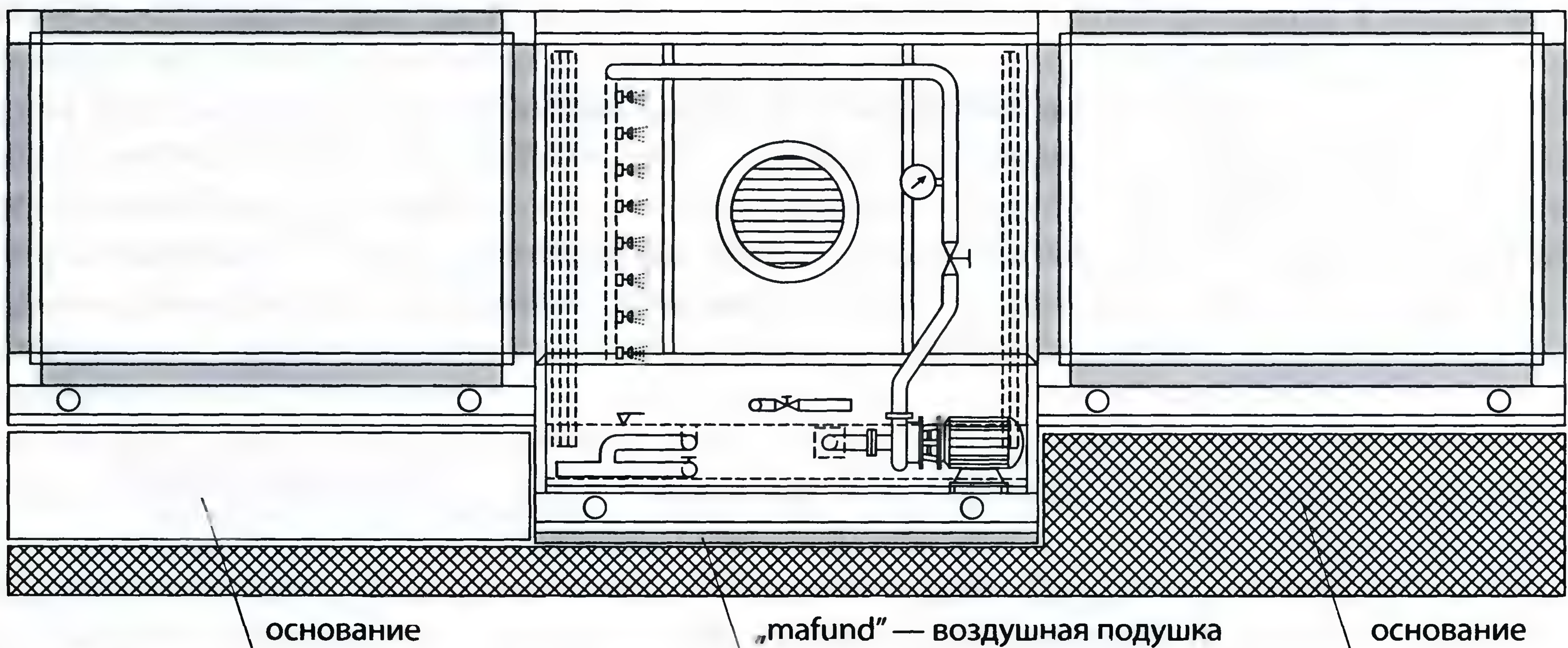


Рисунок 12.6. Установка центрального кондиционера с блоком увлажнения

Последовательность действий после установки блока увлажнения: подключение водяных трубопроводов к соответствующим патрубками блока увлажнения с установкой необходимой арматуры, подключение к электрической сети электродвигателя насоса, воздушного компрессора блока с распылителями, использующими сжатый воздух, парогенератора к силовой электрической и сигнальной линиям. Электродвигатель циркуляционного насоса, воздушного компрессора, парогенератор или подача электропитания на блок ультразвукового увлажнения должны быть сблокированы с электродвигателем вентилятора, чтобы при остановке вентилятора отключалось система распыления воды. После подключения электродвигателя насоса к электрической сети (три фазы) с использованием соответствующих защитных устройств необходимо проверить направление вращения и измерить потребляемую мощность.

Перед началом монтажа необходимо убедиться в соответствии параметров качества воды требуемым значениям. При использовании блоков увлажнения, требующих специальной обработки воды, устанавливается оборудование системы водоподготовки.

Блок увлажнения форсуночного типа

Схема установки и трубопроводных подключений форсуночной камеры орошения представлена на рисунке 12.7. На трубопроводе, подводящем воду из водопровода, устанавливают запорную арматуру: вентиль или шаровой кран и механический водяной фильтр. На трубопроводе, подводящем воду к форсункам камеры орошения, устанавливают запорное устройство, клапан регулирования расхода воды и манометр для контроля давления воды перед форсунками. В самом низком месте поддона есть патрубок, к которому подключают дренажный трубопровод для его опорожнения. На переливном трубопроводе, который необходимо прокладывать с уклоном в сторону направления движения воды, устанавливают сифон. Размеры сифона должны быть больше высоты водяного столба, которая определяется величиной статического давления в блоке с поддоном.

Вся информация по работе и электрическим соединениям блоков увлажнения с форсунками тонкого распыла приводится в руководстве производителя системы увлажнения, с которым необходимо ознакомится перед началом монтажа и строго следовать инструкциям. Для нормальной работы таких блоков увлажнения необходима специальная водоподготовка. Особенностью монта-

жа блоков увлажнения с форсунками тонкого распыла с использованием сжатого воздуха является то, что они поставляются со шкафом управления, в котором находятся контрольная электрическая панель и уже смонтированные гидравлические компоненты на воздушной и водяной линиях: регуляторы давления, электромагнитные клапаны и манометры, что значительно облегчает монтаж. Дополнительно в блоках увлажнения с форсунками, использующими сжатый воздух, необходима установка воздушного компрессора и монтаж линии сжатого воздуха от него к шкафу управления. В конце каждой линии трубопроводов, по которым вода и сжатый воздух в определенных количественных соотношениях и при определенных давлениях подаются по двум независимым трубопроводам к форсунке, устанавливают шаровые краны для очистки и продувки трубопроводов перед пуском системы. Если коллекторы расположены ниже шкафа управления, то необходимо установить нормально открытый электромагнитный клапан на коллекторе, соединенный параллельно в электрической схеме с нормально открытым электромагнитным клапаном шкафа управления.

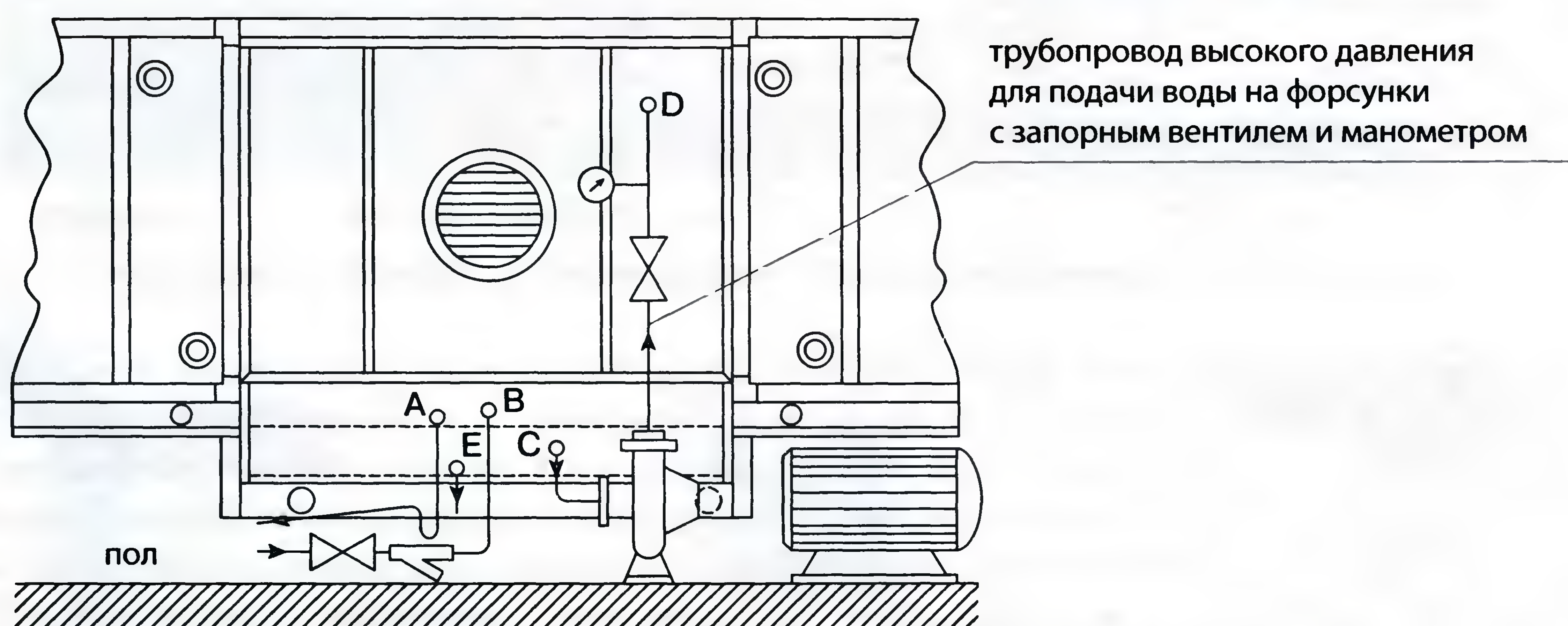


Рисунок 12.7. Установка и подсоединение форсуночной камеры орошения:
A — перелив с переливной трубой; B — подпитка свежей воды с запорным вентилем и фильтром; C — присоединение к всасывающей стороне насоса; D — нагнетательная сторона насоса; E — слив

Оборудование блоков увлажнения с форсунками тонкого распыла высокого давления также поставляется отдельными законченными модулями и включает в себя: двухсекционный шкаф управления, состоящий из электрической и гидравлической части (поршневой насос, регулирующая и запорная арматура, манометры); горизонтальные распределительные коллекторы из нержавеющей стали с распылительными форсунками высокого давления и двухпозиционными электромагнитными клапанами; соединительные трубопроводы от шкафа управления до коллекторов.

Монтаж сводится к трубопроводным соединениям гидравлической части шкафа управления: подключение к трубопроводу обработанной воды после системы водоподготовки, подключению патрубка воды с высоким давлением после поршневого насоса к соединительным трубопроводам с коллекторами, подключение дренажного трубопровода к соответствующему патрубку поддона.

Выполняют следующие электрические подключения к электрической части шкафа управления: силовой кабель к силовой линии, сигнальные кабели от внешних регуляторов и датчиков относительной влажности, выключатель «вкл.–выкл.» для блокировки с вентилятором или электромагнитным клапаном воздухоохладителя, кабели для соединения реле с электромагнитными клапанами коллекторов распылительных контуров, сигнальные кабели безопасности, сигнальные кабели для соединения с общей системой компьютерного управления зданием.

Трубопроводы коллекторов, блоков увлажнения с форсунками высокого давления, а также соединительные трубопроводы, клапаны и соединения должны выдерживать максимальное рабочее

давление 100 бар. В качестве соединительных трубопроводов для подвода обработанной воды от установки водоподготовки до гидравлической части шкафа управления и от него до распределительных коллекторов необходимо применять трубопроводы из нержавеющей стали или медные, кроме того, необходима вставка из гибкого трубопровода длиной не менее одного метра. Общая длина соединительных трубопроводов не должна превышать 50 м.

Монтаж блока сотового увлажнения

Блоки сотового увлажнения поставляются в собранном виде до типоразмера 240–240 включительно, большего типоразмера — в виде узлов, подготовленных к сборке на месте. Блок сотового увлажнения настраивается производителем, обычно этого достаточно для его нормальной работы.

При поставке в виде узлов монтаж выполняют в такой последовательности:

- — устанавливают поддон, боковые панели, верхнюю панель блока сотового увлажнения;
- — монтируют насос, устанавливают поплавковый клапан на линии подвода воды из водопровода в системе оборотного водоснабжения;
- — прикрепляют каркас для рамы с кассетами к корпусу с помощью пластин и саморезов, пластина должна на 25 мм перекрывать каркас;
- — устанавливают выпускной трубопровод, объединяющий трубопроводы от переливного и сливного патрубка поддона, на сливном трубопроводе установлен запорный кран;
- — вставляют раму увлажнителя с кассетами и каплеуловитель, обращая внимание на направление потока воздуха;
- — устанавливают распределительный коллектор и присоединяют к нему трубопроводы от насоса, в блоках с прямым водоснабжением устанавливают клапаны постоянного расхода воды на соединительных трубопроводах от водопровода до распределительного коллектора;
- — соединяют выпускную трубу с нагнетательным трубопроводом насоса обводной линией, на которой установлен клапан регулирования обводного потока (рисунок 12.8);
- — присоединяют сифон и дренажный трубопровод к выпускному трубопроводу.

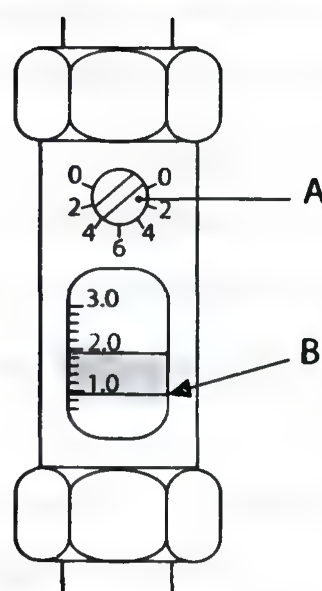


Рисунок 12.8. Клапан регулирования обводного потока (ротационный расходомер):

А — регулировочный винт; В — поплавок

На трубопроводах подвода воды устанавливается запорный кран для перекрытия подачи воды при обслуживании, электромагнитный клапан при двухпозиционном регулировании относительной влажности.

Монтаж блока парового увлажнения

Вся информация по монтажу и электрическим соединениям парогенераторов приводится в руководстве производителя системы увлажнения, с которым необходимо ознакомится перед началом монтажа и строго следовать инструкциям. Электрические подключения к силовой линии следует выполнять через правильно подобранные защитные устройства (автоматы или предохранители, выключатели) в соответствии с монтажной схемой и действующими требованиями.

Монтаж блока парового увлажнителя включает в себя:
- монтаж одного или нескольких парогенераторов, обычно на стене помещения;
- установку парораспределительных коллекторов в блок парового увлажнения, если это не выполнено производителем центрального кондиционера;
- подключение парогенератора к парораспределительным коллекторам с помощью трубопроводов для подачи пара;
- подключение парогенератора к системе водоснабжения и отвода воды;
- электрические подключения парогенератора: силовые и сигнальные;
- установку датчиков относительной влажности воздуха, подключение их к контроллеру;
- настройка контроллера парогенератора на определенные режимы работы парогенератора: режим ожидания с нагревом, режим очистки, широтно-импульсное регулирование, автоматическая промывка парового цилиндра, установка интервала технического обслуживания, циклов промывки.

На линии подвода воды к парогенератору следует установить водяной фильтр и запорную арматуру. Дренажные трубопроводы от парогенератора диаметром не менее 40 мм следует проложить с уклоном более 0,05, подключение к системе отвода воды выполнить через сифон. В блоке парового увлажнения предусмотрен поддон с дренажным и переливным патрубком, к которому следует подсоединить дренажный трубопровод с сифоном.

Монтаж вентиляторного блока

Вентиляторный блок центрального кондиционера может поставляться с вентилятором двухстороннего всасывания, встроенным асинхронным электродвигателем и ременной передачей или с вентилятором без кожуха со свободно расположенным рабочим колесом, соединенным на одном валу с электродвигателем. Электродвигатель может быть асинхронный с электронно регулируемой частотой вращения в комплекте с частотным преобразователем или синхронный с технологией электронной коммутации мотора в комплекте с электронным блоком управления.

Блок размещают на фундаменте или металлическом основании, при необходимости устраивают виброоснование. Расстояние от потолка до верхней панели вентиляторного блока должно быть не менее 1,3 ширины вентиляторного блока для удобства монтажа и обслуживания. Нагнетательное отверстие вентиляторного блока соединяется с воздуховодами с помощью гибкой вставки.

Зазоры между кромкой переднего диска рабочего колеса и кромкой входного патрубка радиального вентилятора как в осевом, так и в радиальном направлении не должны превышать 1% диаметра рабочего колеса.

Валы радиальных вентиляторов должны быть установлены горизонтально, вертикальные стенки кожухов центробежных вентиляторов не должны иметь перекосов и наклона.

Электродвигатели должны быть точно выверены с установленными вентиляторами и закреплены. Оси шкивов электродвигателей и вентиляторов при ременной передаче должны быть параллельными, а средние линии шкивов должны совпадать.

Салазки электродвигателей должны быть взаимно параллельны и установлены по уровню. Опорная поверхность салазок должна соприкасаться по всей плоскости с фундаментом.

Электрические подключения

Электрические подключения следует выполнить согласно электрической схеме, прилагаемой к центральному кондиционеру, в соответствии с проектом, правилами устройства (ПУЭ) и технической эксплуатации (ПТЭ) и действующими нормами. Все электрические подключения должны выполняться при отключенном электрическом питании квалифицированными специалистами. Следует убедиться в соответствии параметров электрической сети электрическим характеристикам электродвигателей, используемых в центральном кондиционере, это элект-

родвигатели вентилятора, насоса блока увлажнения, регенеративного вращающегося теплообменника. Сечения силовых кабелей, заземляющего кабеля и кабелей управления должны точно соответствовать проектным данным. В начале линии электропитания следует предусмотреть защитное устройство, соответствующее потребляемой мощности и максимальному току. Защитное устройство обеспечивает отключение установки при превышении тока в электрической сети (короткое замыкание) сверх максимального значения. Может использоваться секционный переключатель или автоматический выключатель. Автоматические выключатели и предохранители должны быть установлены в легкодоступных местах, обычно в щите управления центральным кондиционером.

От щита управления кабели прокладываются и подключаются непосредственно внутри вентиляторного блока к распределительной коробке электродвигателя вентилятора. Особо тщательно следует выполнить заземление, заземляющий кабель может прокладываться совместно с силовым кабелем.

Сечение силовых кабелей, автоматические выключатели или предохранительные устройства выбирают с учетом суммарного значения силы тока, потребляемой мощности и максимального значения тока, указанные в приведенной таблице 12.2 и на табличке электродвигателя. Для защиты электродвигателя от перегрева (тепловая защита) устанавливают реле тепловой защиты согласно таблице 12.2.

Таблица 12.2. Технические характеристики электродвигателей центральных кондиционеров HC Clivet

Потребляемая мощность, кВт	Номинальная сила тока ~ 400В, А	Размер	Сечение силового кабеля		Сила тока реле тепловой защиты, А	Предохранители для прямого запуска с Isp/IN<=7, А
			медного Cu, мм^2	алюминиевого А, мм^2	А	А
0,18	0,7	63B	1,5		0,6–1	6/4
0,25	0,85	71A	1,5		0,6–1	6/4
0,37	1,15	71B	1,5		1–1,6	6/4
0,55	1,55	80A	1,5		1,6–2,5	10/6
0,75	2	80B	1,5		1,6–2,5	10/6
1,1	2,9	90S	1,5		2,5–4	16/10
1,5	3,7	90L	1,5		2,5–4	16/10
2,2	5,2	100LA	2,5		4–6	20/20
3	6,9	100LB	2,5		6–9	25/20
4	9	112M	2,5		6–9	35/25
5,5	12	132S	2,5		9–13	35/35
7,5	16	132M	6		13–18	50/50
11	23	160M	6		18–23	63/63
15	30	160L	10	16	28–42	80
18,5	37	180M	10	16	28–42	80
22	44	180L	10	16	40–52	100
30	59	200L	16	25	52–65	125
37	71	225S	25	35	60–75	160
45	86	225M	35	50	72–100	200
55	104	250M	50	70	72–100	200
75	144	280S	70	120	102–170	250
90	172	280M	95	150	102–170	315

В центральных кондиционерах могут быть использованы следующие электродвигатели: асинхронный электродвигатель, однополюсной до 4 кВт с прямым стартом 230/400 В: 230В — треугольник, 400В — звезда; асинхронный электродвигатель, однополюсной более 4 кВт с запуском звезда/треугольник 400В: 400В — треугольник, 690В — звезда; синхронные электродвигатели с прямым стартом 230/400 В. Электродвигатели 230/400В могут иметь соединение звезда/треугольник только в том случае, если есть возможность использовать трехфазную сеть 230В.

Необходима тепловая защита электродвигателя, которая выбирается в зависимости от величины номинального тока и защищает электродвигатель от токовой перегрузки и от перегрева. Электронный блок управления синхронного электродвигателя с электронной коммутацией имеет три группы подключений: силовое к электрической сети, сигнальное к блоку управления, сигнальное к датчику положения ротора. Каждый двигатель имеет два кабеля: силовой трехжильный кабель для силового питания электродвигателя, пятижильный сигнальный кабель датчика положения ротора и тепловой защиты электродвигателя.

Для электрического подключения необходимо снять крышку с распределительной коробки электродвигателя и проверить соответствие параметров электродвигателя параметрам силовой электрической сети. Далее следует подключить кабель к распределительной коробке, выполнить заземление в соответствии со стандартами ЕС и ПУЭ. Отверстие для прохода кабеля через корпус вентиляторного блока выполняется в точке, выбранной заказчиком, возможна поставка блока с уплотнительной вставкой. Кабель внутри вентиляторного блока необходимо аккуратно закрепить, потому что он находится в воздушном потоке. Для предотвращения образования влаги в распределительной коробке необходимо проверить уплотнения и правильность закрепления крышки распределительной коробки.

Схемы подключения электродвигателя к электрической сети

1. Обычно асинхронные электродвигатели мощностью до 3 кВт запускаются напрямую соединением звезда (Y) (рисунок 12.9 а).

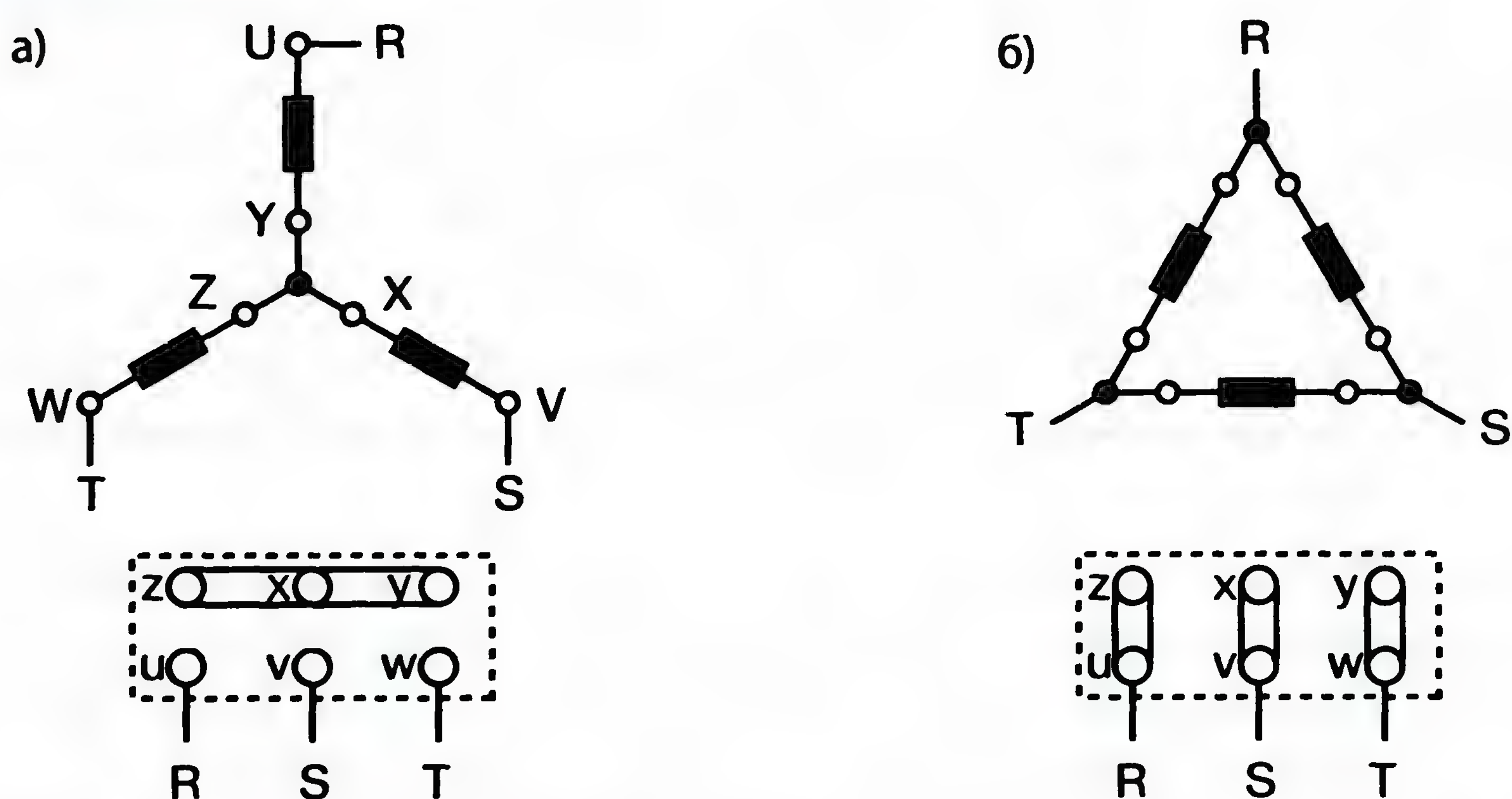


Рисунок 12.9. Прямое подключение электродвигателей мощностью до 7,5 кВт:

а) электродвигатель мощностью до 3 кВт, соединение Y; б) электродвигатель мощностью от 3 до 7,5 кВт, соединение Δ

Клеммы U, V, W должны быть подключены к сетевому выключателю. Количество полюсов 2, 4, 6, 8.

2. Электродвигатели мощностью от 3 кВт до 7,5 кВт также запускаются напрямую соединением треугольник (Δ).

Клеммы U, V, W должны быть подключены к сетевому выключателю (рисунок 12.9 б). Количество полюсов 2, 4, 6, 8.

3. Электродвигатели более высокой мощности подсоединяются к электрической сети при помощи переключателя комбинации «звезда–треугольник» (YΔ), как показано на рисунке 12.10.

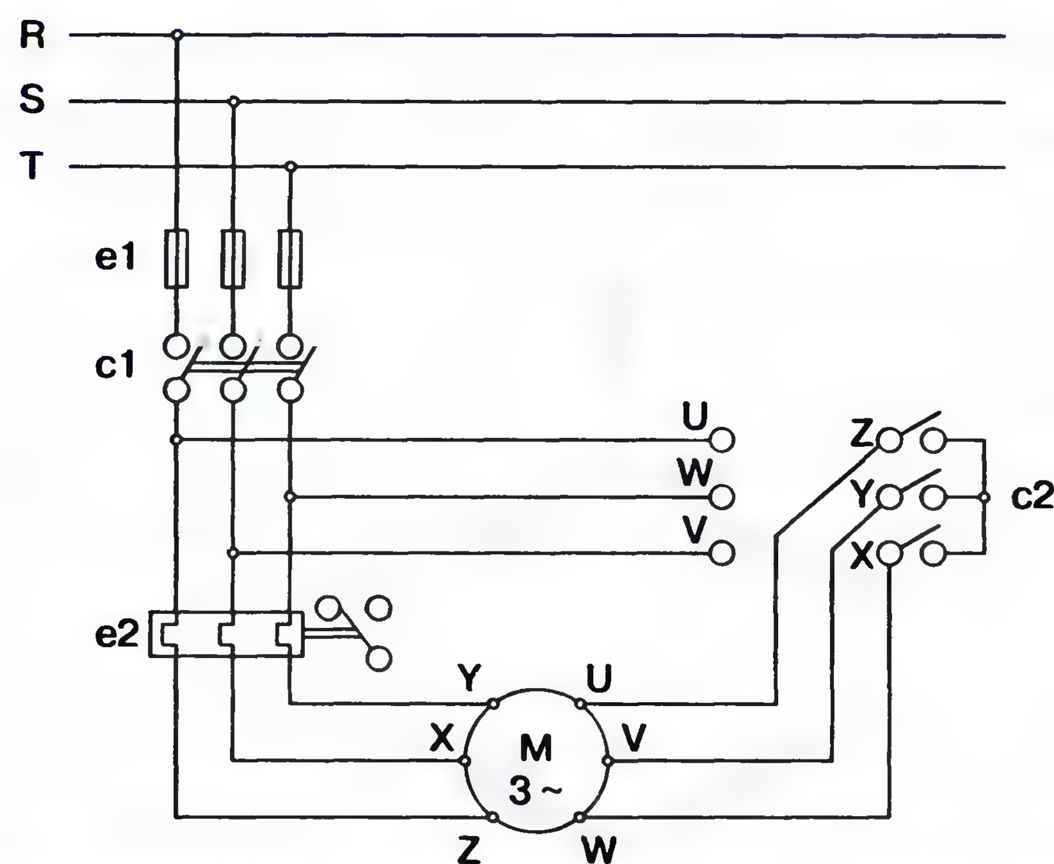


Рисунок 12.10. Схема подсоединения электродвигателей с помощью комбинации соединений «звезда — треугольник» (YΔ) мощностью более 7,5 кВт:

Соединения включателя: а) запуск: клеммы U, V, W к трехфазной сети; клемму Y к X и к Z (соединение звездой Y); б) работа: клеммы U, V, W к трехфазной сети; клемму U к Z, V к X и W к Z (соединение треугольник Δ)

4. Двухскоростные электродвигатели с переключающимися полюсами с одной обмоткой включаются по комбинации соединения Y/YY (соединение Даландера), как показано на рисунке 12.11.

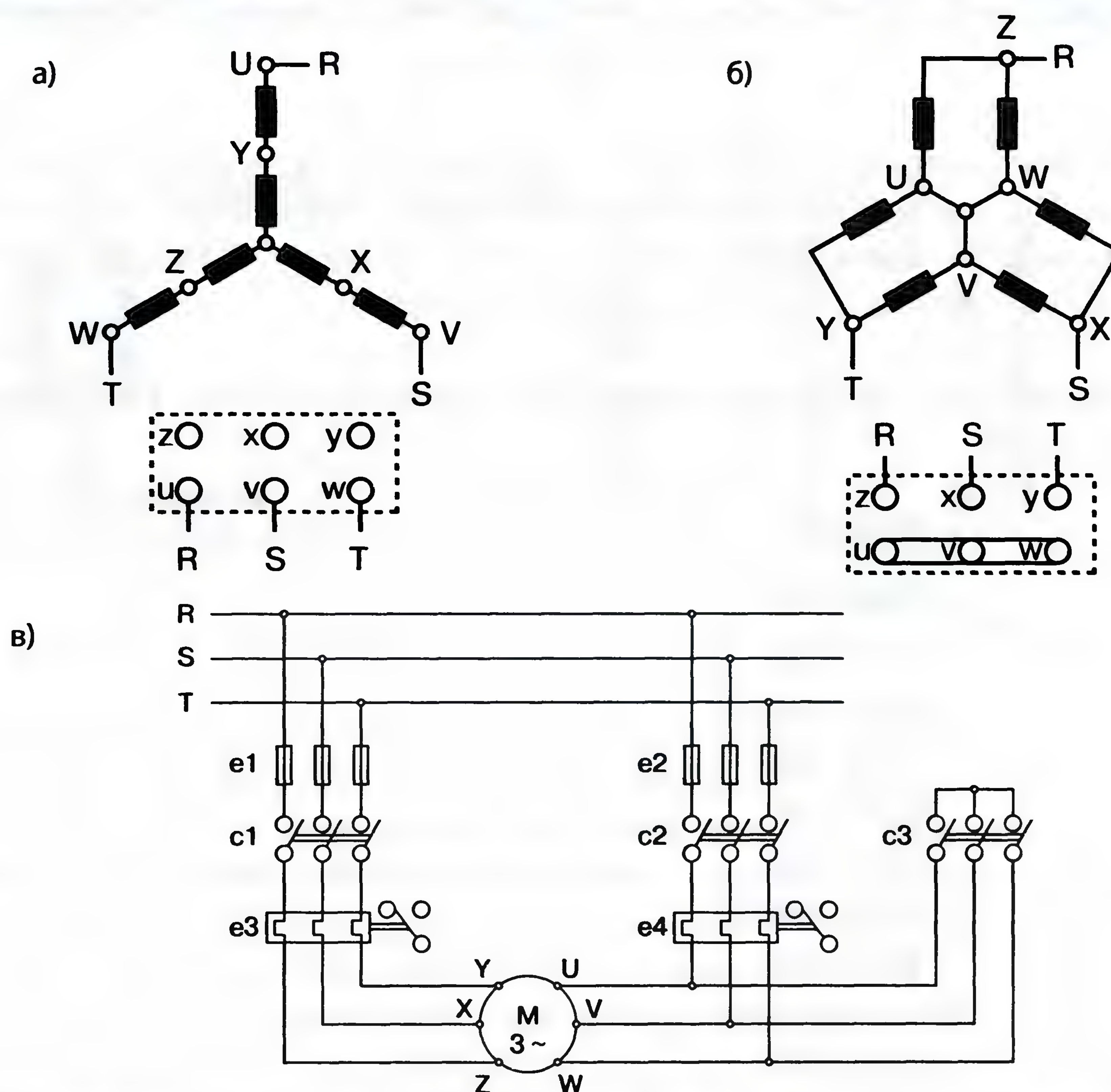


Рисунок 12.11. Схема подсоединения двухскоростных электродвигателей с переключающимися полюсами с одной обмоткой – связь Даландер Y/YY:

а) соединение Y — низкое число оборотов; б) соединение YY — высокое число оборотов.; в) электрическая схема:

Соединения включателя: Низкое число оборотов: клеммы U, V, W к трехфазной сети; клемму Z к X и к Y (соединение звездой Y). Высокое число оборотов: клеммы X, Y, Z к трехфазной сети; клеммы U V W разомкнуты (соединение треугольник Δ). Количество полюсов 2/4, 4/8

5. Двухскоростные электродвигатели с переключающимися полюсами с двумя отдельными обмотками включаются по комбинации соединения Y/Y, как показано на рисунке 12.12.

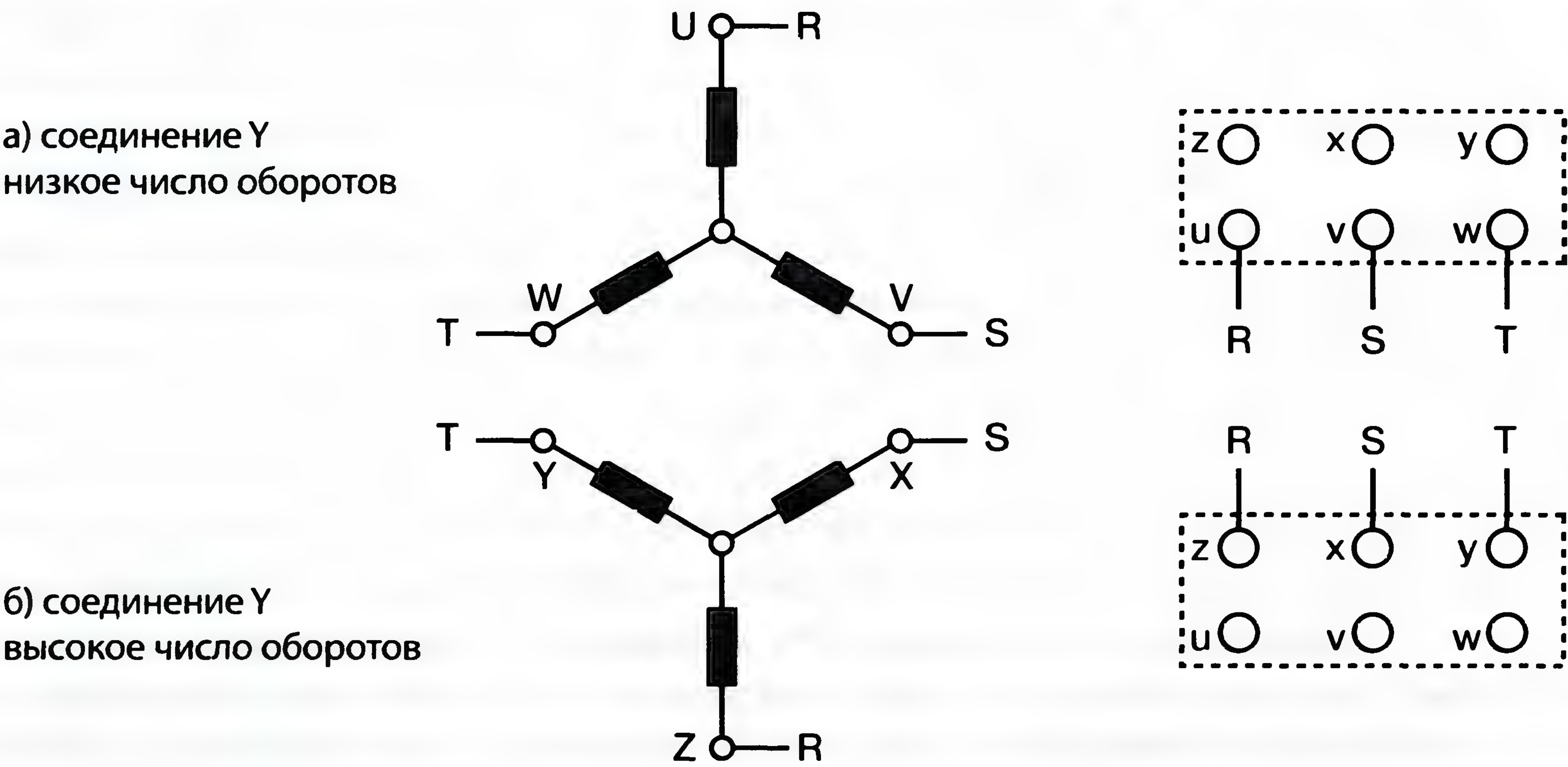


Рисунок 12.12. Подключение двухскоростных электродвигателей с переключающимися полюсами — две раздельные обмотки Y/Y:

Соединения включателя: а) низкое число оборотов: клеммы U V W к трехфазной сети; клеммы Z X Y разомкнуты; б) высокое число оборотов: клеммы Z X Y к трехфазной сети; клеммы U V W разомкнуты.

Количество полюсов 4/6

Чтобы не допустить перегрева электродвигателя, время пуска не должно превышать значений, указанных в таблице 12.3. При повторном пуске необходимо подождать, чтобы температура электродвигателя стала такой же, как и перед первым пуском. Значения, указанные в таблице 12.3, действительны, если электродвигатель перед пуском был холодным.

Таблица 12.3. Время старта электродвигателей ABB, комплектуемых с вентиляторами центральных кондиционеров

Размер	Метод старта	Количество полюсов			
		2	4	6	8
63	Прямой старт	25	40	–	40
71	Прямой старт	20	20	40	40
80	Прямой старт	15	20	40	40
90	Прямой старт	10	20	35	40
100	Прямой старт	10	15	30	40
112	Прямой старт	12	15	20	25
	Звезда/Треугольник	36	45	60	75
132	Прямой старт	12	12	20	25
	Звезда/Треугольник	36	36	60	75
160–250	Прямой старт	15	15	20	20
	Звезда/Треугольник	45	45	60	60

Монтаж поверхностных теплообменников

Перед монтажом следует осмотреть воздухонагреватель, в ходе которого проверяют соответствие теплообменника проекту и его состояние. Патрубки теплообменников при транспортировке должны быть закрыты колпаками или заглушены. Если патрубки были открыты, то необходимо

убедиться, что внутри нет загрязнений. Также необходимо осмотреть оребрение трубок и исправить погнутые или смятые ребра, проверить наличие крана для выпуска воздуха в верхней части и спускного крана в нижней части теплообменника. Поверхностные теплообменники размещают в соответствующих блоках на направляющих, чтобы при неисправностях или повреждениях они могли быть легко извлечены со стороны обслуживания. С этой целью следует оставлять пространство со стороны обслуживания блока шириной не менее 1,3 от ширины блоков центрального кондиционера (около 2 м). Зазоры между теплообменниками и стенками блока должны быть минимальными, чтобы часть воздуха не могла пройти, минуя теплообменник. Трубки водяных теплообменников должны быть установлены строго горизонтально.

Трубопроводы и арматура должны быть подключены и установлены так, чтобы были возможны беспрепятственный доступ к теплообменнику и его извлечение для проверки и обслуживания. Подключение трубопроводов должно соответствовать проекту, преимущество следует отдавать противоточной схеме движения теплообменивающихся сред с целью достижения наилучшего теплообмена. Возможная схема установки представлена на рисунке 12.13.

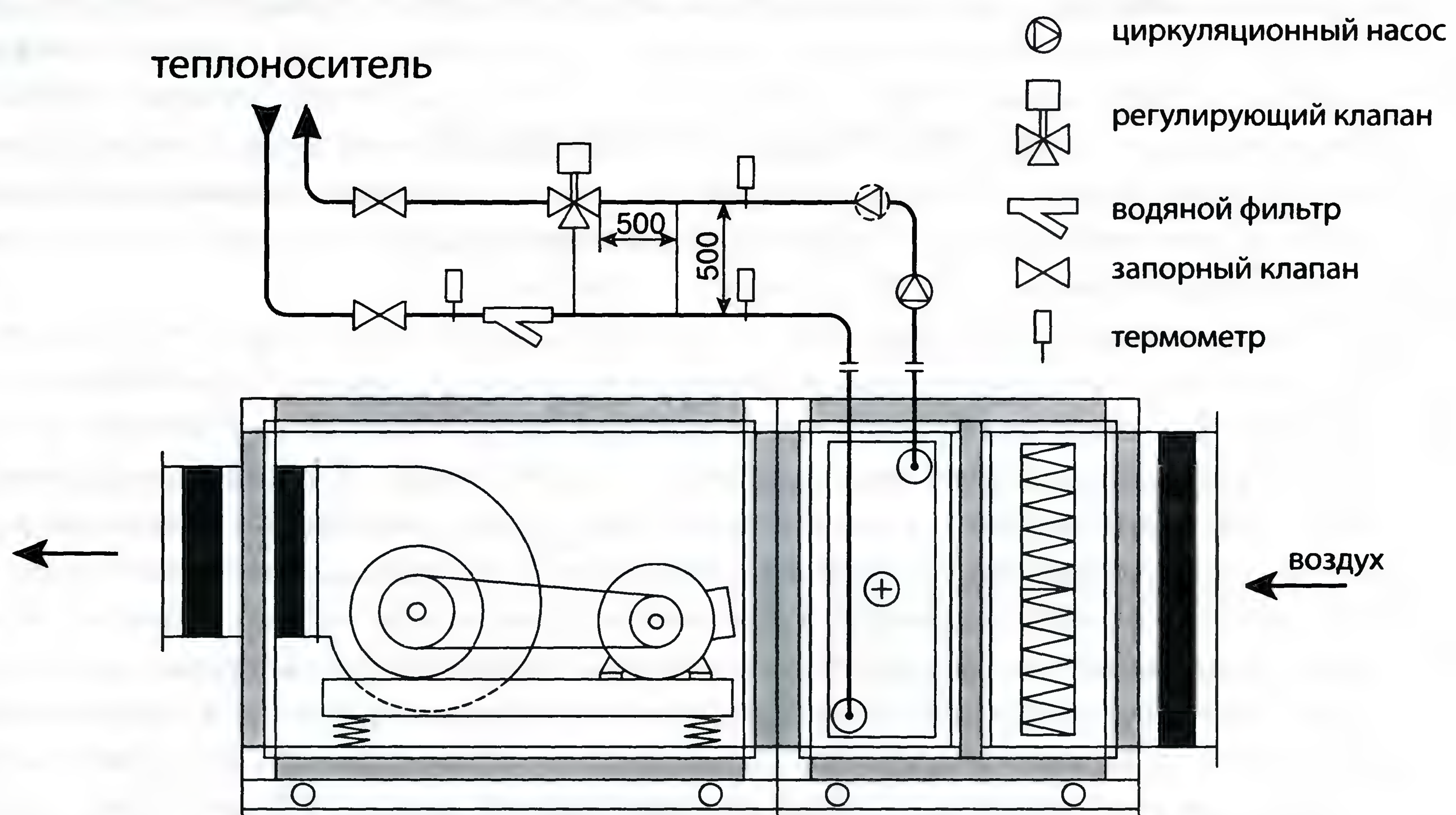


Рисунок 12.13. Обвязка воздухонагревателя центрального кондиционера трубопроводами

Запорные устройства: задвижки, вентили, шаровые краны на устанавливают трубопроводах так, чтобы была возможность отсоединения теплообменника без спуска воды из всего гидравлического контура. При необходимости устанавливают балансировочные клапаны: ручной — на подающем, автоматический — на обратном трубопроводе подключения узла обвязки теплообменника к тепловому узлу ввода при централизованном теплоснабжении или к распределительному коллектору системы теплоснабжения при использовании индивидуального теплогенератора. Вес подключаемых трубопроводов с заполняющей их водой не должен восприниматься теплообменником, необходимо использовать специальные поддерживающие опоры. Для предотвращения износа медных трубок и их последующей поломки, трубопроводы обвязки воздухонагревателя не должны передавать вибрацию на теплообменник. Соединения должны быть выполнены с высокой точностью, изгибы на входе в блок могут привести к поломке трубок теплообменника и засорению дренажных патрубков. Насос может устанавливаться на горизонтальном или вертикальном трубопроводе, но ось электродвигателя всегда должна быть горизонтальна. Расстояние между подающим и обратным трубопроводами и расстояние между регулирующим клапаном и обводной линией должно быть не

менее 500 мм. В подающем трубопроводе для защиты теплообменника, циркуляционного насоса и регулирующего клапана от загрязнения должен быть установлен водяной фильтр. В подающем трубопроводе за присоединительным запорным вентилем, а также на входе и выходе из теплообменника необходимо установить гильзы для установки термометров и патрубки с кранами для установки манометров, что даст возможность контролировать работу теплообменника и упростит его наладку. Если используются контактные датчики температуры, то в гильзах нет необходимости. Для обеспечения удаления воздуха из водяной или паровой систем и слива воды и конденсата рекомендуется прокладывать трубопроводы, присоединенные к воздухонагревателям, с уклоном: для воды — не менее 0,003, для пара и конденсата — не менее 0,005. Для присоединения к трубопроводам применяют специальный инструмент, чтобы не повредить трубки теплообменника. Желательно присоединение теплообменника к трубопроводам с помощью фланцевого соединения для обеспечения несложного демонтажа. Диаметры присоединительных трубопроводов должны соответствовать проекту. Изолируют все подающие и обратные трубопроводы. Толщина изоляции определяется диаметром трубопроводов и температурой теплоносителя.

В случае перегрева электродвигателя вентилятора, имеющего изолированные и пластиковые части, чувствительные к высокой температуре нагретого воздуха, возможна его поломка. При высокой температуре теплоносителя (вода с температурой 70°С или пар) для защиты электродвигателя вентилятора от перегрева при остановке вентилятора необходимо автоматически перекрывать проход теплоносителя в теплообменник. После отключения вентилятор должен продолжать работать еще 3–5 минут, чтобы исключить перегрев. Система должна быть оборудована соответствующими устройствами для прохода воды мимо теплообменника — байпасом.

Для поверхностного теплообменника первого подогрева очень важной является защита от замерзания. Для защиты от замерзания воды в трубках воздухонагревателя устанавливают контактный датчик температуры воды на обратном трубопроводе, настраиваемый на температуру 14–20°С и датчик температуры воздуха перед или после воздухонагревателем. В стандартных схемах применяется датчик-реле температуры в качестве термостата угрозы замерзания воздухонагревателя первого подогрева, устанавливаемый после теплообменника и настраиваемый на температуру +5°С. Когда температура воздуха опускается ниже установленного значения, термостат отключает вентилятор, закрывает воздушный клапан наружного воздуха приемного блока, полностью открывает регулирующий клапан на трубопроводе теплоносителя, циркуляционный насос в это время продолжает работать. Одним из вариантов предотвращения выхода теплообменника из строя в результате замерзания при температуре воздуха на входе в теплообменник меньше 3°С является использование незамерзающий жидкости. Можно также слить всю воду из теплообменника. Эта рекомендация относится к системам с непостоянным режимом эксплуатации. После окончания монтажа теплообменника внимательно проверяют наличие утечек из трубопроводов, особенно в местах соединений после заполнения системы водой.

Монтаж парового воздухонагревателя

Паровые воздухонагреватели имеют вертикально установленные пакеты труб для обеспечения слива конденсата. Подвод пара осуществляется сверху с уклоном в сторону нагревателя. Должно быть обеспечено равномерное распределение температуры и скорости воздуха по сечению теплообменника, чтобы не произошло повреждения парового регистра из-за гидравлического удара в трубопроводах с более высокой температурной нагрузкой, при более низких температурах возникает опасность замерзания конденсата. Неравномерность распределения температуры по поперечному сечению теплообменника может быть вызвана недостаточным перемешиванием потоков воздуха с различными температурами перед воздухонагревателем в смесительном блоке, установкой элементов, нарушающих равномерность и ламинарное течение потока воздуха (частичное открытие створок воздушного клапана, отводы).

Для нормальной работы паровых воздухонагревателей необходимо использовать сухой пар, при котором имеем самую высокую температуру конденсации пара, так как перегретый пар дает более низкий коэффициент использования, капли воды во влажном паре вызывают повреждения труб. Состав пара должен соответствовать определенным требованиям, содержание кислорода и двуокиси углерода должно быть минимальным, поскольку они вызывают коррозию и эрозию тонкостенных труб воздухонагревателя. Необходимо постоянно контролировать количество пара. Для безопасного удаления конденсата необходимо предусмотреть уклон конденсатопровода в сторону конденсатоотводчика, который устанавливают в самой низкой точке воздухонагревателя.

Для предотвращения возможного разрушения теплообменника из-за гидроудара особое внимание следует уделить подбору запорной арматуры, регулирующих клапанов и дренажной линии, а также наладке воздухонагревателя. Нельзя допускать застой конденсата внутри теплообменника, в коллекторах и в паропроводе. Каждый теплообменник должен быть снабжен собственной линией для слива конденсата.

Чтобы исключить перегрев электродвигателя вентилятора при его отключении следует предусмотреть байпас для прохода пара мимо теплообменника при теплоснабжении от местного источника теплоты.

Монтаж фреонового воздухоохладителя

Перед подключением теплообменника необходимо проверить, что трубки расположены строго горизонтально и подключение обеспечивает противоточную схему движения теплообменивающихся сред.

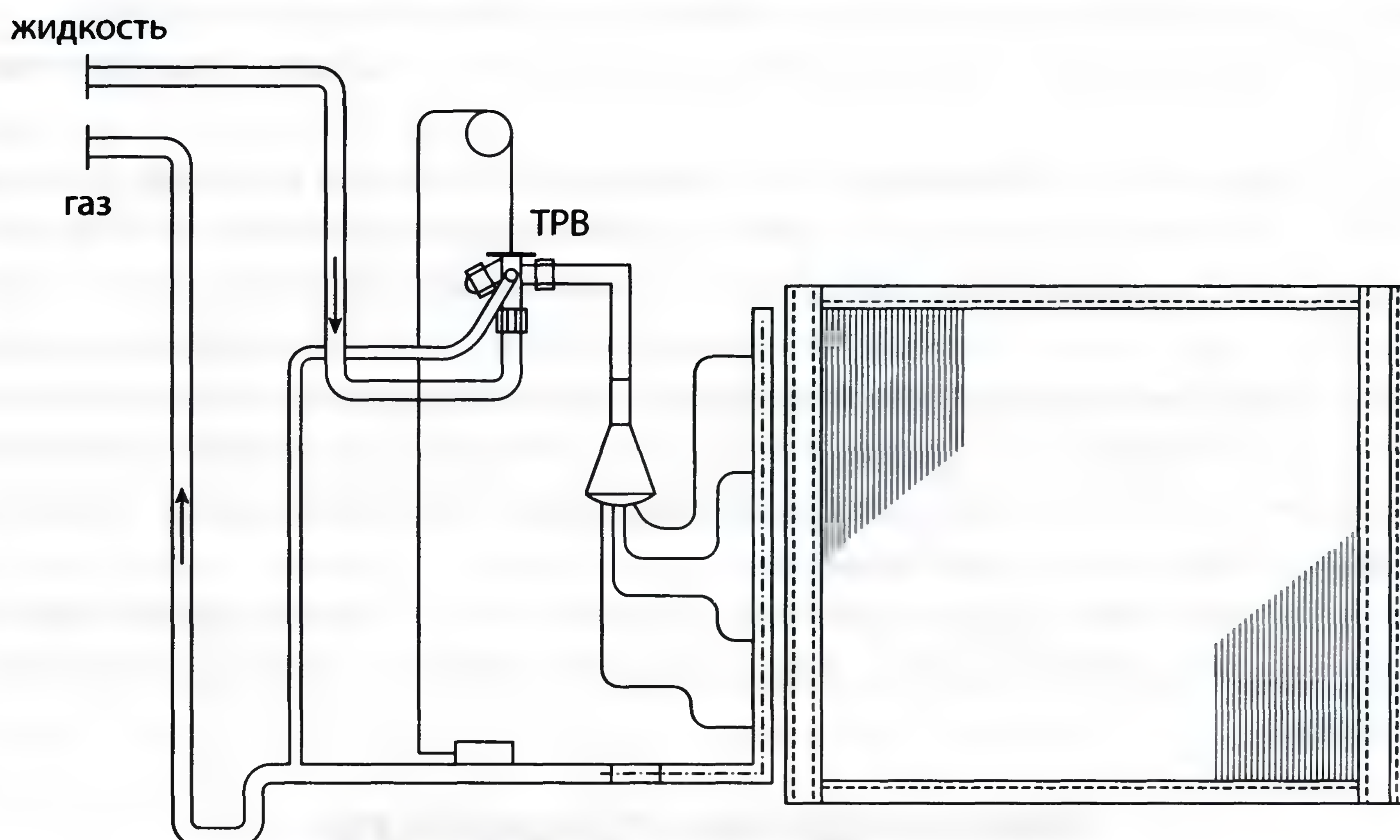


Рисунок 12.14. Обвязка фреонового воздухоохладителя трубопроводами

При выполнении монтажа должно быть установлено все необходимое оборудование для регулирования и контроля: фильтр осушитель, смотровое стекло, электромагнитный клапан, терморегулирующий вентиль. Схема присоединения фреонового воздухоохладителя к фреонопроводам представлена на рисунке 12.14. Установку терморегулирующего вентиля следует производить в соответствии с инструкцией производителя на горизонтальном трубопроводе (жидкостная линия) как можно ближе к теплообменнику. Термобаллон устанавливают на горизонтальном участке газового трубопровода на расстоянии не менее 10 см от выходного патрубка испарителя и крепят к трубопроводу с помощью хомутов для обеспечения хорошего контакта. На трубопроводах диаметром менее 7/8” он должен крепиться сверху трубки, чтобы масло, скопившееся во время останов-

ки компрессора, не повлияло на работу термобаллона при повторном пуске; диаметром от 7/8" до 1 3/8" термобаллон устанавливается под углом 45° от вертикальной плоскости; диаметром более 1 3/8" — под углом 45° вниз от горизонтальной плоскости. Все элементы (ТРВ, термобаллон, линия внешнего уравнивания давления) необходимо изолировать, чтобы исключить влияние температуры окружающего воздуха. Газовый трубопровод после испарителя нужно изолировать с покрытием паропроницаемым материалом.

Самым распространенным способом соединения фреонопроводов является пайка При прокладке трубопроводов необходимо предусматривать маслоподъемные петли. Медные фреонопроводы перед монтажом должны быть зачищены, высушены и после продувки сухим азотом закрыты с обеих сторон. Максимальное расстояние между фреоновым воздухоохладителем (испарителем) и компрессорно-конденсаторным блоком определяется производителем или расчетом, но обычно не должно превышать 25 м, разность отметок установки компрессорно-конденсаторного блока и испарителя не должна превышать 2 м. Трубопроводы следует прокладывать по кратчайшему пути с минимальным количеством поворотов.

Рекомендации по прокладке фреонопроводов:

— трубопроводы с газообразным хладоагентом должны быть изолированы, чтобы избежать значительного его перегрева;
— при поворотах трубопровода следует использовать стандартные отводы с большими радиусами закругления (более 3,5 диаметров трубопровода);
— следует обратить особое внимание на недопустимость сдавливания трубопроводов;
— трубопровод с жидким хладоагентом изолируется при воздействии на него солнца или высокотемпературных источников, в противном случае он может оставаться открытым;
— недопустимо использовать завышенные диаметры, которые приведут к нарушению циркуляции масла в системе.

При поставке патрубки теплообменника и компрессорно-конденсаторного блока заглушены, а внутренний объем холодильного контура заполнен азотом под давлением. Перед соединением испарителя с компрессорно-конденсаторным блоком необходимо подготовить соединительные трубопроводы к пайке: внутренний объем трубопроводов осушить путем продувки азотом или сухим воздухом. Далее следует последовательно отпаять заглушки на патрубках и припаять соединительные трубопроводы к патрубкам аккуратно, чтобы не повредить крепления трубопроводов. Чтобы масло компрессора не поглощало влагу, необходимо оставлять компрессорно-конденсаторный блок открытым как можно более короткое время.

Электродвигатель компрессора должен быть сблокирован с электродвигателем вентилятора, чтобы компрессор не мог работать при остановке вентилятора и чтобы не допустить замерзание пластин испарителя.

Монтаж электрического воздухонагревателя

Электрический воздухонагреватель устанавливают в корпусе центрального кондиционера на направляющих, чтобы его можно было легко вставить и извлечь. Рекомендуется устанавливать электрический воздухонагреватель после вентилятора. Если его устанавливают на всасывающей стороне, то необходимо выдержать определенное расстояние не менее 600 мм до следующего блока, устанавливая камеру обслуживания.

Параметры электрической сети должны соответствовать параметрам нормальной работы электронагревателя. Перед пуском необходимо проверить электрические соединения, защиту электронагревателя от перегрева (ограничение максимальной температуры на поверхности не более 350°С, температуры воздуха после воздухонагревателя — не более 70°С), контроль расхода воздуха. Электрический нагреватель включают только после включения вентилятора, когда обеспечен требуемый расход воздуха, после отключения электронагревателя вентилятор должен работать еще не-

которое время (3–5 минут) из-за опасности перегрева. Для обеспечения нормальной эксплуатации и обслуживания постоянно поверяют электрические соединения, предохранительные устройства, детали под напряжением и блокировку вентилятора с электронагревателем.

Монтаж фильтров

Ячейковые фильтры монтируются в рамы толщиной 48 мм, устанавливаемые на направляющих рельсах. В блоках до НС 300 ячейковые фильтры устанавливается на U- образных направляющих. В блоках от НС 360 до НС 720 фильтр закреплен на каркасной раме и фиксируется пружинными зажимами.

Устанавливаются и заменяются они вручную, используя при необходимости крюк. Перед установкой U-образные направляющие должны быть очищены. Фильтры необходимо установить так, чтобы не допустить прохода воздуха мимо фильтра. Рамы могут быть извлечены со стороны боковой панели для обслуживания, где предусмотрено необходимо пространство. Ячейковые фильтры могут устанавливаться в комбинации с фильтрами более высокого класса очистки воздуха на одной раме с помощью защелок. В этом случае замена фильтра осуществляется со стороны фронта, для проведения монтажных работ и обслуживания фильтров в блоке, где установлен фильтр, перед ним следует предусмотреть инспекционную дверцу. Карманные фильтры G4–F7–F8 устанавливаются в металлической раме (оцинковка — алюминий — нержавеющая сталь). Рама снабжается самоклеющимся уплотнителем на фланцы, для предотвращения прохода воздуха мимо фильтра. Рамы фильтров закрепляются с помощью подвижных пружин. Замена карманного фильтра, который устанавливается на раме, осуществляется со стороны фронта, для чего следует предусмотреть пространство перед фильтром не менее 600 мм с инспекционной дверью. Карманные фильтры класса G4 устанавливают на направляющих.

Порядок монтажа рулонного фильтра:

1. Подключить электродвигатель к электрической сети, поверить направление вращения.
2. Проверить зубчатые колеса, они должны быть ровно установлены и смазаны;
3. Установить рулон фильтрующего материала между двумя направляющими, натянуть его и выровнять по всему сечению.

В электрическую панель фильтра производитель вкладывает полный комплект документации, включая электрическую схему подключения, инструкцию по монтажу оборудования и т. п.

Фильтрующий материал рулонных фильтров должен быть натянут без провисов и морщин, а также плотно прилегать к боковым стенкам. При наличии на фильтрующем материале начеса, последний должен быть расположен со стороны поступления воздуха.

Фильтры тонкой очистки H11 и H13 поставляются с уплотнителем в специальной металлической рамке. Они крепятся с помощью четырех стяжек с ручными винтами, которые выполняются подвижными.

Монтаж системы отвода неиспользованной воды или конденсата

Поддоны для сбора неиспользованной воды блоков увлажнения и конденсата поверхностных воздухоохладителей и блоков регенерации теплоты в потоке удаляемого воздуха имеют дренажные патрубки, длина которых около 100 мм. Для подключения дренажного патрубка к системе канализации используют сифон, чтобы предотвратить всасывание вентилятором вредных испарений или бактерий из канализационных трубопроводов. В дренажной линии без сифона или с неправильно рассчитанным сифоном будет происходить подсасывание воздуха, что затруднит слив конденсата или неиспользованной воды и приведет к переполнению поддона и утечкам воды. Использование сифона меньших размеров приведет к опорожнению сифона, неустойчивой работе дренажной системы, связанной с толчкообразным выходом воздуха и воды. Сифон размещается снаружи установки, для отвода воды используются медные, стальные, но чаще трубопроводы из полимерных мате-

риалов. Диаметр трубопроводов должен быть не менее диаметра дренажного патрубка, они должны прокладываться с уклоном не менее 0,02 в сторону канализации. Нельзя объединять дренажные трубопроводы при отводе воды со стороны положительного статического давления с трубопроводами при отводе воды со стороны отрицательного статического давления. Чтобы не было подсоса вредных испарений из канализации, сифон не должен герметично соединяться с канализационным трубопроводом. Для обслуживания в нем должно быть сливное отверстие с пробкой для прочистки, необходимо также обеспечить доступ к сифону.

Сифон перед пуском системы следует обязательно залить водой, он должен быть заполнен водой все время работы центрального кондиционера. Желательно изолировать дренажные трубопроводы и сифон, в холодный период года его следует заполнить незамерзающей жидкостью, если существует опасность замерзания.

Размер сифона определяется в зависимости от величины статического давления, которое определяется местом расположения блока с отводом воды по отношению к вентилятору. Для расчета размеров сифона следует знать статическое давление воздуха в блоке с отводом воды или конденсата. Статическое давление на всасывающей стороне вентилятора имеет отрицательное значение, на нагнетательной стороне — положительное значение. При расположении блока с поддоном до вентилятора его определяют как сумму потерь давления во всех элементах и блоках центрального кондиционера, включая потери давления на самом блоке, от воздухозабора до блока, для которого определяется размер сифона. При расположении блока с поддоном после вентилятора статическое давление равно сумме потерь давления во всех блоках и элементах вентиляционной сети, размещенных после этого блока.

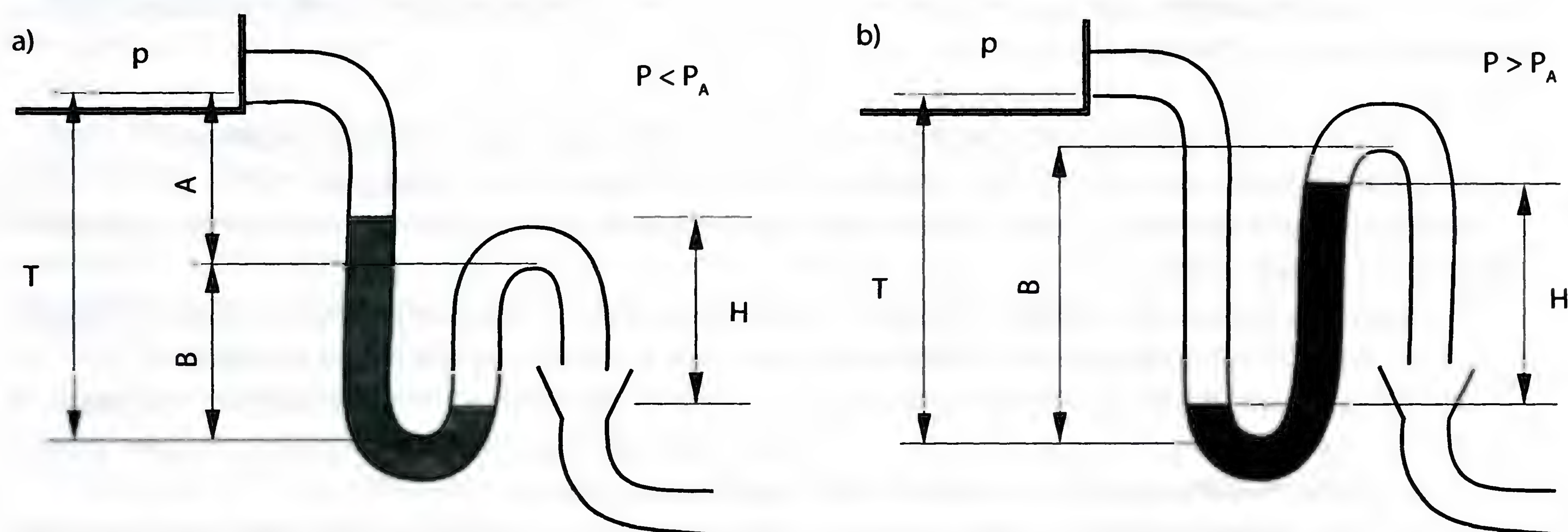


Рисунок 12.15. Определение размеров сифона для слива воды из поддона:

а) при установке блока на всасывающей стороне вентилятора;

б) при установке блока на нагнетательной стороне вентилятора

Основные размеры сифона для двух случаев его установки приведены на рисунке 12.15. Приняты следующие обозначения:

Т — расстояние по вертикали между нижней точкой дренажного патрубка в поддоне и верхней точкой первой петли дренажного сифона, мм;

В — расстояние между нижней точкой первой петли и верхней точкой второй петли, мм;

А — расстояние между нижней точкой первой петли и нижней точкой дренажного патрубка в поддоне, мм;

Н — разность уровней жидкости в сифоне, мм, гидростатическое давление этого столба жидкости уравновешивает статическое давление в соответствующем блоке с отводом воды.

При установке сифона в блоке на всасывающей стороне вентилятора Т определяется по формуле:

$$T = -(2 \div 2{,}5)\ P \qquad (12.1)$$

где P — статическое давление воздуха в блоке с отводом конденсата в мм водяного столба (1 мм. в.с. = 9,81 Pa).

Расстояние В должно отвечать следующему соотношению:

$$H/2 \prec B \leq H \qquad (12.2)$$

расстояние А:

$$H \prec A \leq H + 10 \qquad (12.3)$$

Расстояние В может приниматься равным половине расстояния Т:

$$B = T/2 \qquad (12.4)$$

При установке сифона в блоке на нагнетательной стороне вентилятора Т определяется по формуле:

$$T = (1{,}5 \div 2{,}0)\ P \qquad (12.5)$$

Расстояние В должно отвечать следующему соотношению:

$$H \prec B \leq H + 10, \qquad (12.6)$$

расстояние $A \geq 0$.

Монтаж блоков регенерации теплоты

В зависимости от условий транспортировки блоки могут быть поставлены как отдельные готовые к монтажу секции или отдельные элементы. В последнем случае особое внимание следует обратить на сборку блока, который выполнен из хрупкого и мягкого материала. При монтаже следует использовать прокладки и силиконовые уплотнения, чтобы исключить протечки воздуха. Перед монтажом необходимо проверить, что пластины или насадка теплообменника не имеют механических повреждений, что клапан байпаса, если он установлен, обеспечивает полное закрытие.

Пластинчатый теплообменник устанавливается обычно по диагонали так, чтобы обеспечить перекрестную схему движения потоков воздуха (рисунок 12.16). На выходе удаляемого воздуха при скорости потока свыше 2 м/с устанавливается каплеуловитель и поддон для отвода конденсата. На днище корпуса предусмотрен патрубок для присоединения дренажного трубопровода с сифоном. Иногда предусматривают на входе воздушный фильтр предварительной очистки, при необходимости можно встроить фильтр и на удаляемом воздухе.

При монтаже блока регенерации теплоты с регенеративным вращающимся теплообменником он должен быть установлен ровно без перекосов, чтобы обеспечивалось свободное вращение насадки с постоянной скоростью в определенном направлении, следует обеспечить противоточную схему движения потоков воздуха. В регенераторах с продувочным сектором, который встроен на стороне удаляемого воздуха, следует подвести к напорной камере приточный воздух. Продувочный сектор работает таким образом, что некоторое количество приточного воздуха после вентилятора поступает в этот сектор, что снижает величину перетекания, связанную с механическим переносом воз-

духа при вращении роторной насадки, из потока удаляемого воздуха в поток приточного (рисунок 12.17). Электрические подключения блока следует выполнять согласно монтажной схеме по общим правилам. Дверца для доступа должна иметь микровыключатель.

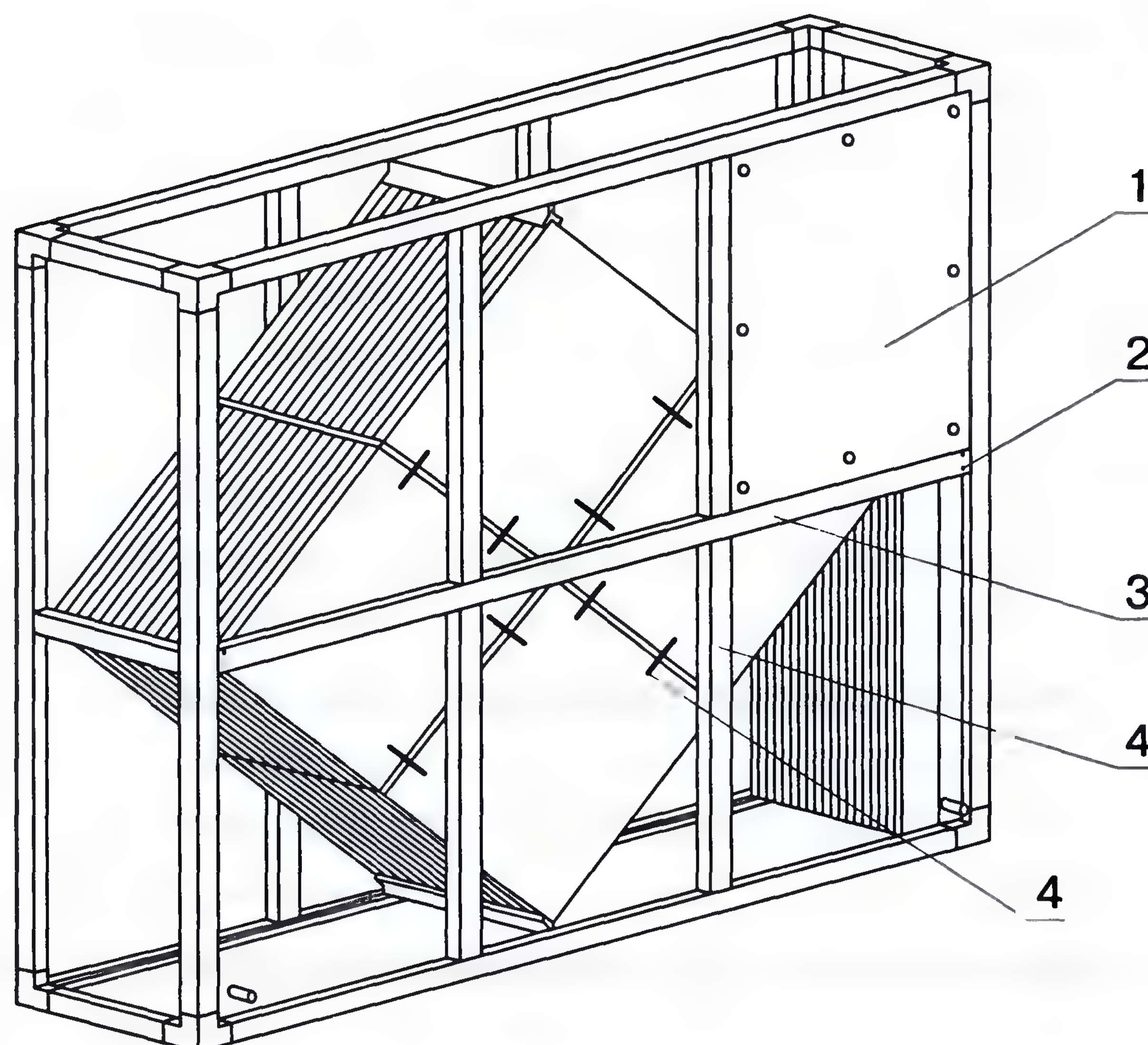


Рисунок 12.16. Установка пластинчатого теплообменника:

1 — крышка обслуживания; 2 — крепежный винт; 3 — разделительный профиль; 4 — разделительный профиль; 5 — соединительный винт между отдельными узлами

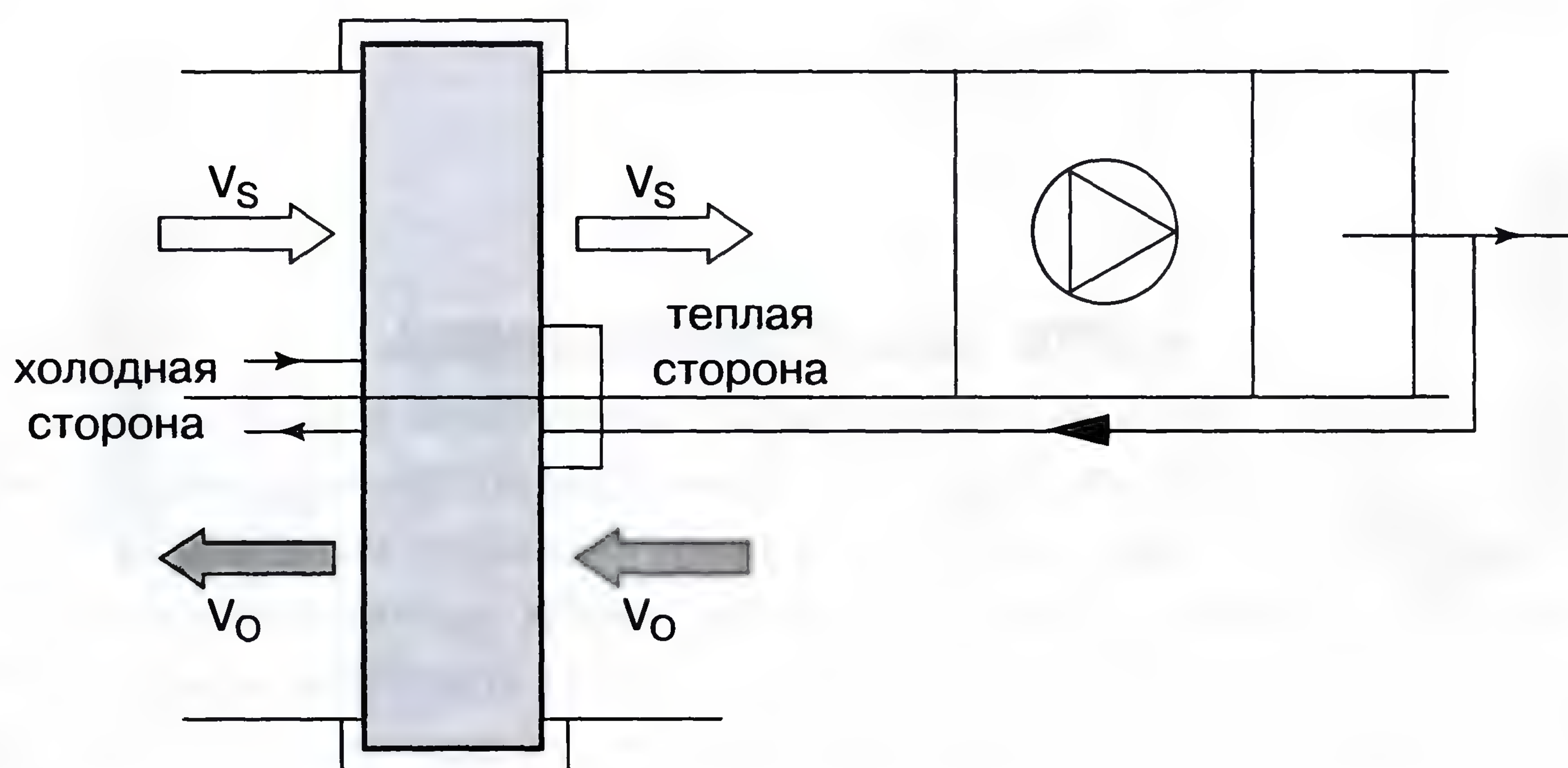


Рисунок 12.17. Принцип работы сектора наддува регенеративного вращающегося теплообменника

В комплект поставки блока регенерации теплоты с промежуточным теплоносителем обычно не входят насос, расширительный бак и соединительные трубопроводы. К монтажу блока регенерации теплоты с промежуточным теплоносителем применимы все указания по монтажу поверхностных теплообменников и указания по электрическим подключениям электродвигателя циркуляционного насоса. Трубопроводы к теплообменникам должны быть подключены так, чтобы обеспечить противоточную схему движения воздуха и промежуточного теплоносителя. Под теплообменником в потоке удаляемого воздуха устанавливают поддон с системой отвода конденсата. Следует обратить

внимание на подготовку промежуточного теплоносителя требуемой концентрации, при высоких значениях концентрации незамерзающего раствора уменьшится теплоотдача теплообменников, низкая концентрация опасна из-за недостаточной защиты от замерзания при низких значениях температуры наружного воздуха.

Монтаж воздуховодов

Воздуховоды должны монтироваться вне зависимости от наличия оборудования в соответствии с проектными привязками и отметками. Присоединение воздуховодов к оборудованию центрального кондиционера должно производиться после его установки. Воздуховоды, предназначенные для транспортирования увлажненного воздуха, следует монтировать так, чтобы в нижней части воздуховодов не было продольных швов. Участки воздуховодов, в которых возможно выпадение росы из транспортируемого влажного воздуха, следует прокладывать с уклоном 0,01–0,015 в сторону дренирующих устройств. Воздуховоды, по которым перемещается охлажденный воздух, должны быть изолированы. При монтаже воздуховодов должна быть обеспечена герметичность соединений отдельных элементов с помощью специальных прокладок между фланцами, герметизирующей ленты, мастики и т.д. Нельзя допускать утечку и подсосы воздуха в сети воздуховодов в процессе пуска и эксплуатации системы, способные привести к перегрузке электродвигателя вентилятора и выходу его из строя.

Крепление воздуховодов следует выполнять в соответствии с требованиями СНиП и рабочей документацией. Воздуховоды должны быть укреплены так, чтобы их вес не передавался на вентиляционное оборудование.

Воздуховоды должны присоединяться к блоку центрального кондиционера через виброизолирующие гибкие вставки из прорезиненной ткани или другого материала, обеспечивающего гибкость, плотность и долговечность. Виброизолирующие гибкие вставки следует устанавливать непосредственно перед индивидуальными испытаниями.

Гибкие воздуховоды следует применять в соответствии с проектом (рабочим проектом) в качестве фасонных частей сложной геометрической формы, а также для присоединения вентиляционного оборудования, воздухораспределителей, шумоглушителей и других устройств, расположенных в подшивных потолках, камерах.

Испытание и наладка центральной системы кондиционирования воздуха

Общие положения

По завершении монтажных работ должны быть выполнены:

— испытания системы тепло- холодоснабжения гидростатическим или манометрическим методом с составлением акта согласно обязательному приложению 3 [58], а также промывка систем в соответствии с требованиями п. 3.10 СНиП [58];

— индивидуальные испытания смонтированного оборудования с составлением акта согласно обязательному приложению 1 [58];

— тепловые испытания системы тепло-холодоснабжения.

Целью работ по испытанию и наладке системы кондиционирования воздуха является достижение и стабильное поддержание требуемых параметров воздуха в кондиционируемом помещении при наиболее экономичном режиме работы всех элементов системы. Для достижения этой цели необходимо установить соответствие параметров работы системы кондиционирования воздуха проектным и нормативным показателям. Пуск, испытание и наладка системы — важ-

ные операции, гарантирующие, что смонтированная система кондиционирования воздуха проверена, приведена в рабочее состояние, настроена и отрегулирована и может эксплуатироваться длительный срок.

Для проведения этих операций необходимо иметь всю необходимую проектную документацию: схемы воздуховодов и трубопроводов системы тепло-холодоснабжения с расчетными значениями расхода воздуха и тепло-холодоносителя при соответствующих параметрах жидкости, описание предполагаемых режимов работы системы кондиционирования воздуха с четким указанием параметров воздуха в соответствующих точках, настройки балансировочной арматуры, чертежи электросиловой проводки, сигнальных линий, а также все руководства по монтажу, испытанию и наладке оборудования, примененного в проекте.

В проекте должны быть предусмотрены все устройства для выполнения испытания, наладки и обслуживания: лючки для замеров давления на воздуховодах, регулирующие устройства на воздуховодах и трубопроводах, устройства для отбора давления и определения расхода жидкости в трубопроводах, манометры и термометры.

Испытанию и наладке подлежат:

— основное оборудование центральных кондиционеров;
— источники теплоты и холода (индивидуальные теплогенераторы и холодильные машины);
— система тепло-холодоснабжения поверхностных теплообменников;
— сеть воздуховодов с воздухораспределительными и воздухоприемными устройствами.

Перед началом пусконаладочных работ следует ознакомиться с проектом, включающим разделы тепло-холодоснабжения и автоматизации, обследовать кондиционируемые помещения, ознакомиться с технологией производства, осмотреть смонтированное оборудование, проверить соответствие проектным решениям и выявить отклонения, при наличии скрытой прокладки воздуховодов и трубопроводов ознакомиться с актом на скрытые работы, выявить и устранить неплотности соединения воздуховодов и трубопроводов, проверить наличие и соответствие толщины тепловой изоляции воздуховодов, трубопроводов и другого оборудования, подготовить измерительные приборы.

В процессе обследования системы проверяют техническое состояние всего смонтированного оборудования, размещение и исправность регулирующих устройств, установку и размещение смонтированных контрольно-измерительных приборов. В результате этой работы составляют ведомости дефектов.

При предпусковых испытаниях должны быть произведены:

— проверка соответствия параметров установленного оборудования, элементов системы тепло-холодоснабжения, элементов вентиляционной сети проектным данным, а также соответствие качества монтажа требованиям нормативных документов и инструкциям по монтажу оборудования;
— выявление неплотностей в воздуховодах и других элементах системы;
— проверка соответствия проектным данным объемных расходов воздуха, поступающего и удаляемого из помещений через воздухораспределительные и воздухоприемные устройства;
— проверка соответствия проектным данным объемных расходов воздуха на участках вентиляционной сети;
— проверка герметичности соединения трубопроводов системы тепло-холодоснабжения;
— проверка соответствия проектным данным расходов тепло-холодоносителя на участках гидравлической сети;
— проверка нагревания и охлаждения воздуха в поверхностных теплообменниках.

Если установленное оборудование, все элементы системы соответствуют проекту, проводят испытание и наладку оборудования и всей системы в целом в такой последовательности:

1. Наладка всех функциональных блоков центрального кондиционера для вывода его на проектные параметры по температуре приточного воздуха и расходу воздуха.

2. Аэродинамическая регулировка системы на проектные расходы воздуха по ответвлениям так, чтобы в каждое помещение поступало количество воздуха, соответствующее проекту.
3. Испытание и наладка источника теплоты (котла) и холода (чиллера), насосной станции, насосов. Эти работы можно проводить параллельно наладке центрального кондиционера.
4. Наладка системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов, воздухоохладителей и воздухонагревателей центрального кондиционера.
5. Испытание и настройка устройств регулирования тепло-холодопроизводительности поверхностных теплообменников центральных кондиционеров и фэнкойлов.
6. Измерение и проверка соответствия параметров микроклимата в помещениях нормативным требованиям в текущем режиме работы всех элементов системы кондиционирования воздуха.

Испытание системы тепло-холодоснабжения

Испытания гидравлической сети должны производиться до начала отделочных работ. Гидростатическое (гидравлическое) или манометрическое (пневматическое) испытание трубопроводов при скрытой прокладке трубопроводов должно производиться до их закрытия с составлением акта освидетельствования скрытых работ по форме обязательного приложения 6 СНиП 3.01.01-85 [58]. Испытание изолируемых трубопроводов следует осуществлять до нанесения изоляции.

Испытания системы тепло-холодоснабжения гидростатическим методом проводят при положительной температуре в помещениях здания. Температура воды должна быть не ниже 5°С. Манометрическое испытание допускается производить при отрицательной температуре наружного воздуха

Испытание водяных систем тепло-холодоснабжения должно производиться при отключенных котлах, чиллерах и расширительных сосудах гидростатическим методом давлением, равным 1,5 рабочего давления, но не менее 0,2 МПа (2 бар) в самой нижней точке системы. Система признается выдержавшей испытание, если в течение 5 минут нахождения ее под пробным давлением падение давления не превысит 0,02 МПа (0,2 бар) и отсутствуют течи в сварных швах, трубах, резьбовых соединениях, арматуре, теплообменниках. Величина пробного давления при гидростатическом методе испытания для систем тепло-холодоснабжения не должна превышать предельного пробного давления для установленных в системе теплообменников.

Паровые системы теплоснабжения с рабочим давлением до 0,07 МПа (0,7 бар) должны испытываться гидростатическим методом давлением, равным 0,25 МПа (2,5 бар) в нижней точке системы; системы с рабочим давлением более 0,07 МПа (0,7 бар) — гидростатическим давлением, равным рабочему давлению плюс 0,1 МПа (1 бар), но не менее 0,3 МПа (3 бар) в верхней точке системы. Система признается выдержавшей испытание давлением, если в течение 5 минут нахождения ее под пробным давлением падение давления не превысит 0,02 МПа (0,2 бар) и отсутствуют течи в сварных швах, трубах, резьбовых соединениях, арматуре, теплообменниках.

Системы парового теплоснабжения после гидростатических или манометрических испытаний должны быть проверены путем пуска пара с рабочим давлением системы. При этом утечки пара не допускаются.

При индивидуальных испытаниях оборудования должны быть выполнены следующие работы:

— проверка соответствия установленного оборудования и выполненных работ рабочей документации и требованиям настоящих правил;
— испытание оборудования на холостом ходу и под нагрузкой в течение 4 часов непрерывной работы. При этом проверяются балансировка колес и роторов в сборе насосов и вентиляторов, качество сальниковой набивки, исправность пусковых устройств, степень нагрева электродвигателя, выполнение требований к сборке и монтажу оборудования, указанных в технической документации предприятий-изготовителей.

Тепловое испытание систем теплоснабжения при положительной температуре наружного воздуха должно производиться при температуре воды в подающих магистралях систем не менее 60°С. При этом все воздухонагреватели должны прогреваться равномерно. При отсутствии в теплое время года источников теплоты тепловое испытание систем теплоснабжения должно быть произведено при подключении к временному источнику теплоты.

Тепловое испытание систем теплоснабжения при отрицательной температуре наружного воздуха должно производиться при температуре теплоносителя в подающем трубопроводе, соответствующей температуре наружного воздуха во время испытания по отопительному температурному графику, но не менее 50°С, и величине циркуляционного давления в системе согласно рабочей документации.

Испытания систем кондиционирования воздуха

Завершающей стадией монтажа систем вентиляции и кондиционирования воздуха являются их индивидуальные испытания.

К началу индивидуальных испытаний систем следует закончить общестроительные и отделочные работы в вентиляционных камерах и шахтах, а также закончить монтаж и индивидуальные испытания средств обеспечения (электроснабжения, тепло-холодоснабжения и др.). При отсутствии электроснабжения вентиляционных установок и кондиционирования воздуха по постоянной схеме подключение электроэнергии по временной схеме и проверку исправности пусковых устройств осуществляет генеральный подрядчик.

Монтажные и строительные организации при индивидуальных испытаниях должны выполнить следующие работы:

— проверить соответствие фактического исполнения систем вентиляции и кондиционирования воздуха проекту (рабочему проекту) и требованиям настоящего раздела;
— проверить на герметичность участки воздуховода, скрываемые строительными конструкциями, методом аэродинамических испытаний по ГОСТ 12.3.018-79, по результатам проверки на герметичность составить акт освидетельствования скрытых работ по форме обязательного приложения 6 СНиП 3.01.01-85 [58];
— испытать (обкатать) на холостом ходу оборудование кондиционирования воздуха, имеющее электропривод, воздушные клапаны и заслонки, с соблюдением требований, предусмотренных техническими условиями производителей.

Продолжительность обкатки принимается по техническим условиям или паспорту испытываемого оборудования. По результатам испытаний (обкатки вентиляционного оборудования) составляется акт по форме обязательного приложения 1 [58].

По результатам предпусковых испытаний на каждую установку составляют акт и паспорт. После анализа результатов каждого испытания при необходимости намечают мероприятия по обеспечению работы системы кондиционирования воздуха в проектном режиме и проводят наладку.

Наладка систем кондиционирования воздуха

При наладке системы кондиционирования воздуха до проектных параметров с учетом требований ГОСТ 12.4.021-75 следует выполнить:

— испытание вентиляторов при работе их в сети (определение соответствия фактических характеристик паспортным данным: расхода и давления воздуха, частоты вращения и т.д.);
— проверку равномерности прогрева (охлаждения) теплообменных аппаратов и проверку работы блоков увлажнения, в том числе отсутствия выноса влаги через каплеуловители;
— испытание и регулировку систем с целью достижения проектных показателей по расходу воздуха в воздуховодах, по воздухообмену в помещениях и определение в системах подсосов или потерь воздуха, допустимая величина которых через неплотности в воздуховодах

и других элементах систем не должна превышать проектных значений в соответствии со СНиП 41-01-2003 [55];

На каждую систему вентиляции и кондиционирования воздуха оформляется паспорт в двух экземплярах по форме обязательного приложения 2 [58].

Отклонения показателей по расходу воздуха от предусмотренных проектом после регулировки и испытания систем вентиляции и кондиционирования воздуха допускаются:

± 10% — по расходу воздуха, проходящего через воздухораспределительные и воздухоприемные устройства общеобменных установок вентиляции и кондиционирования воздуха при условии обеспечения требуемого подпора (разрежения) воздуха в помещении.

При комплексном опробовании систем вентиляции и кондиционирования воздуха в состав пусконаладочных работ входят:

— опробование одновременно работающих систем;
— проверка работоспособности систем вентиляции, кондиционирования воздуха и тепло-холодоснабжения при проектных режимах работы с определением соответствия фактических параметров проектным;
— выявление причин, по которым не обеспечиваются проектные режимы работы систем, и принятие мер по их устранению;
— опробование устройств защиты, блокировки, сигнализации и управления оборудования;
— замеры уровней звукового давления в расчетных точках.

Комплексное опробование систем осуществляется по программе и графику, разработанным заказчиком или по его поручению наладочной организацией и согласованным с генеральным подрядчиком и монтажной организацией.

Пуск и наладка функциональных блоков центрального кондиционера

Перед пуском и наладкой необходимо проверить наличие и соответствие параметров автоматов защиты, подготовить отдельные блоки к испытанию.

Ячейковые и карманные фильтры

Перед пуском системы необходимо убедиться, что фильтры установлены правильно так, чтобы воздух не мог проходить, минуя фильтр, поверить качество герметичных прокладок на встроенных рамах. Необходимо также проверить направление вращения рулонного фильтра, смазку направляющих. Устанавливают датчик дифференциального давления на секциях предварительного, карманного и фильтра тонкой очистки. Сигнализатор дифференциального давления, визуальный или звуковой, может также поставляться с блоком. Рулонный фильтр стандартно поставляется с сигнализатором дифференциального давления.

Фильтры второй и третьей ступени — карманные, тонкой очистки и угольные — устанавливаются в блок спустя не менее получаса его работы. За этот период работы происходит очистка воздуховодов от пыли, окалины и прочего мусора, который мог образоваться во время монтажа; это позволит эффективней использовать фильтры, которые не подлежат регенерации.

Перед пуском следует убедиться, что карманы фильтра не смяты, чтобы не было затруднено движение воздуха. Карманы рвутся достаточно быстро в местах присоединения к раме, в результате длительного провисания и неправильных нагрузок. При работе с жестким карманным фильтром требуется осторожность, так как материал фильтра состоит из бумаги и достаточно хрупкого стекловолокна. При монтаже фильтра тонкой очистки должны применяться уплотнительные прокладки, стенки, поддерживающие фильтр, не должны быть деформированы при монтаже. Любые трещины и неплотности должны быть герметизированы для исключения прохода воздуха мимо фильтра. Фильтр очень хрупкий, и при разрушении материала фильтра он должен быть заменен.

Поверхностные теплообменники

Перед пуском проверяют: закрепление винтовых соединений, работу автоматической защиты от замерзания воздухонагревателя первого подогрева до заполнения воздухонагревателя теплоносителем, герметичность соединения трубопроводов, работу байпасных линий воздухонагревателей для защиты от перегрева электродвигателя при температуре теплоносителя свыше 70°C, работу автоматического конденсатоотводчика в паровом воздухонагревателе.

Порядок наполнения воздухоохладителя, воздухонагревателя холодо-теплоносителем: открывают запорное устройство на обратном трубопроводе, удаляют воздух из теплообменника, слегка открывают запорное устройство на подающем трубопроводе и ожидают, когда трубки теплообменника равномерно прогреются во избежание тепловых напряжений, полностью открывают запорное устройство, включают вентилятор. Для опорожнения: закрывают запорные устройства на подающем и обратном трубопроводах, медленно открывают сливной кран до тех пор, пока не упадет давление в теплообменнике, затем полностью открывают сливной кран и кран для выпуска воздуха.

Для заполнения парового воздухонагревателя необходимо слегка открыть вентиль для подачи пара и подождать пока из вентиля для опорожнения и продувки начнет выходить пар, закрыть вентиль для опорожнения и полностью открыть вентиль на паропроводе, удалить воздух из системы. Для опорожнения: необходимо закрыть вентиль на паропроводе и открыть вентиль для опорожнения, после окончания опорожнения еще раз открыть вентиль на паропроводе, пока не вытечет весь конденсат и из установки не начнет выходить пар, закрыть вентиль подачи пара, вентиль для опорожнения держать открытым до последующего запуска теплообменника, после наполнения жидкостью удалить воздух из теплообменника. После опорожнения теплообменника рекомендуется его продуть сжатым воздухом и тем самым устранить опасность замерзания оставшегося теплоносителя или конденсата.

В системах регенерации теплоты с промежуточным теплоносителем трубопроводы заполняют раствором незамерзающей жидкости требуемой концентрации, первоначально заполняют этиленгликолем, а затем доливают воду, при этом следует одновременно заполнять оба теплообменника. Из системы следует удалить воздух. Если установка бездействует длительное время, то необходимо заполнить ее незамерзающей жидкостью.

Испытания воздухонагревателя первого подогрева проводят после проведения следующих мероприятий:

— испытания и наладки вентилятора с целью достижения проектного значения расхода воздуха;
— регулирования проектного соотношения расходов наружного и рециркуляционного воздуха в системе с рециркуляцией;
— проверки соответствия параметров теплоносителя (перепад давлений и температура) проектным значениям, температура в подающем и обратном трубопроводах должна соответствовать температурному графику при соответствующей температуре наружного воздуха;
— гидравлического испытания трубопроводов, выпуска воздуха, приведения в рабочее состояние регулирующих клапанов;
— включения вентилятора и насоса блока увлажнения.

Испытания воздухонагревателя проводят в установившемся режиме работы — через 40–50 минут после включения его в работу.

При испытании воздухонагревателя измеряют:

— объемный расход воздуха в контрольной точке вентиляционной сети и температуру воздуха, определяют массовый расход $G_в$, кг/час;
— температуру воздуха по сухому и мокрому термометру до воздухонагревателя $t_н$, $t_н^{мт}$, и после воздухонагревателя $t_к$, $t_к^{мт}$, С, температура мокрого термометра после воздухонагревателя может быть измерена путем измерения температуры воды в поддоне блока увлажнения;
— температуру воды, поступающей в теплообменник t_1, и выходящей из него t_2, С;

— перепад давления в воздухонагревателе, как разность статических давлений до и после теплообменника, $\Delta P_{вн}$, Па.

Измерения проводят два раза с интервалом не менее 30 минут. Если расхождения потока теплоты, определенные по результатам двух серий замеров, отличаются не более чем на 15%, испытания заканчивают и принимают средние значения теплопроизводительности. При больших расхождениях испытания повторяют.

Поток теплоты, передаваемый воздуху, определяют по формуле, Вт:

$$Q_m = 0{,}278 c_в G_в (t_к - t_н). \qquad (12.7)$$

Средний температурный перепад между теплоносителем и воздухом Δt, °С, вычисляют как:

$$\Delta t = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_н + t_к}{2}. \qquad (12.8)$$

Фактический коэффициент теплопередачи k, Вт/м^2 С, составит:

$$k = \frac{Q_m}{F \Delta t}, \qquad (12.9)$$

где F — площадь поверхности нагрева воздухонагревателя, м^2.

Для сравнения значения фактического коэффициента теплопередачи со значением, рассчитанным по формуле 12.13, определяют:

1. Массовую скорость воздуха во фронтальном сечении:

$$v\rho = \frac{G}{3600 F_{фр}}, \qquad (12.10)$$

где $F_{фр}$ — площадь фронтального сечения центрального кондиционера, м^2.

2. Расход теплоносителя, кг/час:

$$G_w = \frac{3.6 Q_m}{c_w (t_1 - t_2)}. \qquad (12.11)$$

3. Скорость движения воды в трубках:

$$w = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot m}, \qquad (12.12)$$

где f_w — площадь живого сечения медной трубки, м^2,

m — число подключений трубок к коллектору.

4. Коэффициент теплопередачи, К, Вт/м^2°С, воздухонагревателей по формуле:

$$k = A \cdot (v\rho)^n \cdot w^p; \qquad (12.13)$$

5. Аэродинамическое сопротивление воздухонагревателя, Па, определяют по формуле:

$$\Delta P_a = Б (v\rho)^m. \qquad (12.14)$$

Полученное расчетом значение коэффициента теплопередачи сравнивают с фактическим значением. Если расхождение коэффициентов теплопередачи превышает 20%, то следует определить и устранить причину расхождения.

Причинами расхождения могут быть:
— неверный расход или температура теплоносителя;
— неправильная обвязка теплообменника;
— плохая циркуляция из-за наличия воздуха в теплообменнике;
— неправильная работа системы регулирования;
— загрязнение наружной и внутренней поверхности теплообменника;
— плохое удаление конденсата (паровой теплообменник).

Испытания воздухонагревателей второго подогрева выполняют аналогично, учитывая ряд специфических особенностей их расчета и работы. С помощью воздухонагревателя второго подогрева осуществляется поддержание требуемых параметров воздуха в помещении. Поверхность теплообмена определяют при минимальных теплопоступлениях в помещении, тогда как в процессе эксплуатации могут наблюдаться увеличение теплопоступлений до максимального значения. Поэтому требуется фактическая теплопроизводительность значительно меньше расчетной, и ее следует корректировать в сторону уменьшения. Наладку воздухонагревателя второго подогрева следует проводить с учетом его работы в процессе регулирования.

Испытание и наладка воздухоохладителей осуществляется для сравнения фактической и расчетной холодопроизводительности. Испытания проводят после наладки системы холодоснабжения и обеспечения требуемых значений расхода холодоносителя. Испытания выполняют в установившемся режиме работы кондиционера через 40–50 минут после включения его в работу. Иногда имитируют расчетную температуру наружного воздуха включением в работу воздухонагревателя первого подогрева. Выполняют две серии замеров с интервалом времени 30 минут.

Если расхождения потока теплоты, определенные по результатам двух серий замеров, отличаются не более чем на 20%, испытания заканчивают и принимают средние значения холодопроизводительности. При больших расхождениях испытания повторяют.

Порядок и методика испытания подобны испытанию воздухонагревателя с некоторыми изменениями:

1. Поток теплоты, передаваемый воздуху, определяют по формуле, Вт:

$$Q_x = 0,278G_в(i_н - i_к). \qquad (12.15)$$

2. Реальный процесс охлаждения воздуха по данным измерения (начальные и конечные значения температуры сухого и мокрого термометра) заменяют условным процессом «сухого» охлаждения (см. Главу 9), определяя значения температуры ($t_н^p$ и $t_к^p$) в точках пересечения энтальпий начального и конечного состояния воздуха с линией $d_f = const$ (точка F — пересечение линии процесса охлаждения и осушения воздуха с линией насыщения).
3. Средний температурный перепад между холодоносителем и воздухом Δt, °С, вычисляют как:

$$\Delta t = \frac{t_н{}^p + t_к{}^p}{2} - \frac{t_{wн} + t_{wк}}{2}, \qquad (12.16)$$

где $t_{wн}$, $t_{wн}$ — конечная и начальная температура холодной воды, °С.

4. Расход холодоносителя, кг/час:

$$G_w = \frac{3.6Q_x}{c_w\left(t_{wк} - t_{wн}\right)}. \qquad (12.17)$$

Коэффициенты теплопередачи, фактический и расчетный, определяют по соответствующим формулам 12.9 и 12.13. Определяют расчетный поток теплоты от воздуха к холодоносителю при условиях испытания. Сравнивают фактическое значение холодопроизводительности с расчетным. Если испытания проводились при параметрах воздуха на входе в воздухоохладитель, отличные от

расчетных, то выполняют пересчет на проектные условия и проводят сравнение. В том случае, когда холодопроизводительность отлична от проектной более чем на 20%, выявляют причину и ее устраняют. При больших расхождениях и уверенности в чистоте поверхности теплообмена производят наладку поверхностного воздухоохладителя, изменяя фактическую холодопроизводительность путем изменения начальной температуры холодной воды (если есть технические возможности ее снижения) или расхода холодной воды, одновременного изменения расхода и температуры холодной воды. При этом в каждом конкретном случае приходится решать задачи поверочного расчета поверхностного воздухоохладителя с заданной поверхностью теплообмена и конструктивными параметрами.

Фреоновый воздухоохладитель и компрессорно-конденсаторный блок

Перед пуском проверяют: соответствие электрических соединений электрической схеме, наличие поддона, сифона и дренажного трубопровода, обеспечивающих свободный сток конденсата. Фреонопроводы должны быть высушены, испытаны под давлением, отвакуумированы и наполнены фреоном, элементы безопасной работы компрессора — реле высокого и низкого давления — должны быть установлены на требуемые значения давления, отрегулирован переключатель регулирования давления конденсации. Во время пуска проверяют: герметичность паяных соединений, заполнение системы охлаждения фреоном (отсутствие пузырьков на смотровом стекле), состояние фреона, давление испарения и конденсации.

Для проверки герметичности соединений холодильного контура проводят испытание на плотность и прочность избыточным давлением азота. Закрывают всасывающий и нагнетательный клапаны компрессора, подключают заправочную станцию с вакуумным насосом к штуцеру манометрового вентиля на конденсаторе. Присоединяют баллон с фреоном и доводят давление до 250 кПа (значение давления соответствует фреону R22). Закрывают вентиль, чтобы отсоединить баллон с фреоном и присоединяют баллон с азотом. Открывают вентиль. Постепенно доводят давление в системе до расчетного значения давления $P_р$. Согласно межотраслевым правилам по охране труда при эксплуатации фреоновых холодильных установок ПОТ Р М 015-2000 расчетное давление $P_р$ при испытании на плотность следует принимать равным давлению насыщенных паров хладоагента, используемого в холодильной установке при температуре, указанной в таблице 12.4. Величина пробного давления при испытании на прочность должна быть не менее 1,25 $P_р$, но не более величины давления, принятой при испытании на прочность производителем и указанной в технической документации изделия.

Таблица 12.4. Расчетное давление $P_р$ при испытании на плотность

Область испытаний	Температура окружающего воздуха по СниП 23-01 (абсолютно максимальная температура, гр. 6, таблица 2), °С	
	≤ 32°С	≤ 43°С
1. Сторона низкого давления установок и сторона промежуточного давления двухступенчатых установок	32	43
2. Сторона высокого давления для установок с водоохлаждаемыми и испарительными конденсаторами	43	43
3. Сторона высокого давления для установок с конденсаторами воздушного охлаждения	55	63

Под пробным давлением трубопроводы должны находиться не менее 10 минут, после чего давление постепенно снижают до расчетного, при котором проводят предварительный осмотр. Используя индикаторную лампу или электронный детектор утечек, последовательно проверяют трубопроводы, особо обращая внимание на места пайки, разъемные соединения и сальники запорной и регулирующей арматуры. При отсутствии необходимого оборудования контроля утечек можно проводить

с помощью смеси мыльной пены с глицерином, внимательно осматривая все вышеупомянутые места, пользуясь зеркалом в местах, труднодоступных для наблюдения.

Испытания на плотность всей системы проводят раздельно по сторонам высокого и низкого давления, продолжительность испытания — не менее 12 часов, при этом изменение давления, кроме вызванного колебаниями температуры окружающей среды, не допускается. Результаты испытания признаются удовлетворительными, если во время испытаний не произошло разрывов, видимых деформаций, падения давления по показаниям манометров. Неплотности устраняют только после сброса давления.

Перед пуском в эксплуатацию после испытаний проводят вакуумирование холодильного контура с использованием вакуумного насоса заправочной станции до 1 кПа с выдержкой в течение 18 часов. В течение этого времени фиксируется давление через каждый час, допускается повышение давления до 50% в первые 6 часов, в остальное время давление должно оставаться постоянным. После заполнения холодильного контура хладоагентом окончательно проверяют плотность всех соединений.

Во время пуска необходимо, чтобы воздушные клапаны были открыты, вентилятор был включен и обеспечивал движение воздуха через воздухоохладитель. После подачи электропитания автоматически включатся нагреватели картера поршневых компрессоров или нагреватели масла в спиральных компрессорах, а компрессор разрешается запустить только тогда, когда температура масла достигнет требуемого значения, по крайней мере, на 10°С выше температуры наружного воздуха. При первом запуске или после длительного бездействия необходимо включить нагреватели масла за 8 часов до пуска компрессора.

Блок увлажнения

Блок увлажнителя поставляется с инспекционной дверцей, которая должна открываться только после отключения электропитания и прекращения распыления воды. Перед испытаниями проверяют соответствие установленного оборудования проекту, схему обвязки и диаметры присоединительных трубопроводов. Проверяют: крепление трубопроводов и герметичность резьбовых соединений трубопроводов, поддон, каплеуловитель и воздухораспределитель на наличие видимых загрязнений, очищают их в случае необходимости, крепление и плотность расположения форсунок, количество форсунок, направление распыления воды в двухрядных камерах орошения и в блоках тонкого распыла, правильность установки пластин воздухораспределителя и каплеуловителя. Проверяют форсунки на загрязнение, снимают и очищают форсунки. Промывают трубопроводы и коллекторы, водяные фильтры. Заполняют поддон водой, проверяют работу поплавкового клапана и настраивают его. Уровень воды в поддоне обычно выставлен еще на заводе производителем, вода не должна доходить 1,5÷2 см до переливного патрубка. Проверяют наличие механических повреждений и герметичность поддона и соединений трубопроводов. Проверяют заполнение насоса водой, направление его вращения, правильным считается вращение по часовой стрелке, если смотреть сверху. Если направление вращения электродвигателя насоса неправильное, то изменяют подключение фаз. С помощью уровня определяют уклон переливного трубопровода.

Проверяют наличие контрольно-измерительной арматуры камеры орошения. С помощью регулятора расхода воды и манометра устанавливают оптимальное рабочее давление воды перед форсунками и проверяют нормальную работу форсунок. Давление должно быть достаточно, чтобы обеспечить раскрытие факела воды и перекрытие факелом всего сечения блока увлажнения. Работа форсунок проверяется через дверцу со встроенным стеклом, расположенную на стороне обслуживания блока. После нескольких минут работы проверяют работу узла подвода воды в поддон. Если в это время уровень воды в поддоне остается постоянным, то поплавковый клапан отрегулирован. Проверяют работу каплеуловителя; вынос воды из каплеуловителя может быть результатом превышения скорости воздуха в сечении блока увлажнения или засорения каплеуловителя. Если вынос

воды происходит по стенкам камеры, уменьшают зазор между крайней пластиной каплеуловителя и отбойником. Если переливное устройство не справляется с удалением подаваемой насосом воды, то изменяют потери давления в гидравлическом контуре путем увеличения сопротивления сначала прикрытием запорного устройства, затем установкой диафрагмы, при этом запорный кран полностью открывают.

Поток распыляемой воды не должен попадать на внутреннюю поверхность корпуса агрегата, так как это приведет к выпадению конденсата. Согласованность подачи воздушного и водяного потока и настройка форсунок должны обеспечить равномерное увлажнение воздушного потока.

При первом пуске сотового увлажнителя его необходимо промыть, чтобы удалить остатки материала насадки, оставшиеся при производстве и образовавшиеся при транспортировке. Для этого надо дать поработать насосу около часа при полностью открытом обводном клапане. Через пять минут после включения циркуляционного насоса вся поверхность сотового увлажнителя должна быть смочена водой, выход на нормальный режим работы и требуемые параметры воздуха на выходе из блока будет не сразу, а с некоторым запаздыванием.

Система водоснабжения блока сотового увлажнения может быть оборотная с циркуляционным насосом или с непосредственной подачей воды из водопровода. В системе циркуляционного водоснабжения поддон заполняется холодной водой из водопровода, постоянный уровень воды в поддоне поддерживается с помощью поплавкового клапана. Из поддона вода забирается циркуляционным насосом и подается в распределительные коллекторы и дальше к форсункам на орошение насадки. С целью поддержания постоянства расхода циркулирующей воды и предотвращения отложения загрязнений в конструкции системы оборотного водоснабжения предусмотрен обводной сливной трубопровод с клапаном регулирования расхода воды. Расход сливного потока поддерживается на уровне, обеспечивающем заданное значение концентрации минеральных веществ. Рекомендуемый расход сливного потока определяется из расчета 0,5 л/мин на м^2 фронтальной поверхности. Регулирование проводят с помощью регулировочного винта А ротационного расходомера (рисунок 12.8) до получения требуемого значения расхода сливного потока в л/мин в нижней части поплавка В. В некоторых случаях (для небольших увлажнителей) расход сливного потока может быть очень мал и его невозможно определить по шкале. В этом случае необходимо снять шланг с клапана у соединения с выпускной трубой. Расход сливного потока регулируют в этом случае с помощью калибровочной емкости и таймера.

Во второй системе вода из водопровода поступает через клапаны постоянного расхода воды прямо в распределительный коллектор, обеспечивающие требуемые значения расхода воды и давления, необходимые для ее распределения. Избыток воды, не расходуемой на испарение, промывает кассеты орошаемой насадки и сбрасывается через дренажные трубопроводы в канализацию. Расход воды регулируют с помощью регулирующих клапанов на трубопроводах подачи воды к распределительному коллектору.

Если при увлажнении воздуха наблюдается проскок капель через каплеуловитель, это может возникнуть из-за увеличенного расхода воздуха или воды, а также выхода из строя каплеуловителя.

Теплотехнические испытания и наладку блока увлажнения проводят независимо от значения температуры наружного воздуха при параметрах воздуха на входе в блок увлажнения близких к расчетным, для чего эти параметры имитируют с помощью воздухонагревателя первого подогрева или смесительного блока. Испытания проводят в установившемся режиме работы центрального кондиционера через 40–50 минут после включения его в работу. При испытании измеряют следующие величины:

— объемный расход воздуха, проходящий через блок увлажнения и температуру воздуха в точке замера, определяют массовый расход $G_в$, кг/час;
— температуру воздуха по сухому и мокрому термометру до блока увлажнения $t_{он}$, $t_{он}^{мт}$ и после блока увлажнения $t_{ок}$, $t_{ок}^{мт}$, °С;

— температуру воды в поддоне блока увлажнения t_w, °C;
— расход воды G_w, кг/час, давление воды перед форсунками, $P_ф$, Па;
— перепад давления в блоке увлажнения, как разность статических давлений до и после теплообменника, $\Delta P_{бу}$, Па.

Измерения проводят два раза с интервалом не менее 30 минут. По результатам испытания определяют коэффициент адиабатной эффективности:

$$E_a = 1 - \frac{t_{ок} - t_{ок}^{мт}}{t_{он} - t_{он}^{мт}}, \qquad (12.18)$$

где $t_{он}$, $t_{ок}$ — соответственно начальная и конечная температура воздуха по сухому термометру, °C;
$t_{он}^{мт}$, $t_{ок}^{мт}$ — соответственно начальная и конечная температура воздуха по мокрому термометру, °C.

Если расхождение коэффициента адиабатной эффективности, определенные по результатам двух серий замеров, отличаются не более чем на 20%, испытания заканчивают и принимают среднее значение коэффициента эффективности. При больших расхождениях испытания повторяют. При измеренном значении расхода воды определяют по данным каталога расчетное значение коэффициента эффективности, которое сравнивают с фактическим. Если расхождение превышает 12%, выявляют и устраняют причины расхождения. Причиной неудовлетворительной работы может быть засорение форсунок или отверстий в распределительном коллекторе блока сотового увлажнителя, не отрегулированный расход воды, неплотности в трубопроводах. После устранения неисправностей, изменяют расход воды до достижения требуемого значения коэффициента адиабатной эффективности.

Вентилятор

Перед пуском вентилятора необходимо проверить: закреплены ли отдельные винтовые соединения, особенно крепление электродвигателя к натяжному устройству, прикреплены ли все крышки, натяжение ремней, параллельность приводного вала электродвигателя и равномерного натяжения приводного ремня, наличие виброизоляторов, свободное вращение рабочего колеса вентилятора в корпусе, правильное заземление, правильность электрических соединений и их срабатывание (предохранители, контакторы, тепловая защита), крепление рабочего колеса на валу, наличие резиновых прокладок на дверце обслуживания.

Шкивы должны стоять ровно, ремень должен быть натянут (см. «Обслуживание вентиляторов»). Необходимо проверить соответствие направления вращения рабочего колеса вентилятора имеющейся стрелке при кратковременном включении вентилятора. В случае неправильного вращения необходимо поменять местами две фазы в распределительной коробке.

Воздушные клапаны не должны быть закрыты при пуске вентилятора, так как при закрытых клапанах, в случае использования высоконапорного вентилятора, могут произойти механические разрушения.

После первого включения измеряют ток, потребляемый электродвигателем, и сравнивают его с номинальным значением. Если измеренное значение значительно выше указанного, или ниже, выясняют причину неправильной работы, Для этого проверяют потери давления в системе. Высокая потребляемая мощность, особенно для вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, и в результате увеличенный расход воздуха в результате низкого сопротивление сети, приведет к перегрузке электродвигателя. С другой стороны, низкая потребляемая мощность свидетельствует о более низком значении расхода воздуха по сравнению с проектным из-за значительного сопротивления вентиляционной сети.

После истечения 30 минут после пуска выключают электродвигатель, контролируют натяжение ремня, и, в случае необходимости, его дополнительно подтягивают. Проверяют температуру подшипников, которая не должна быть выше 60–70°C. Следует убедиться, что рама вентилятора вос-

принимает вибрацию. Если нет, то необходимо внимательно проверить ее. После пуска вентилятор при любых нагрузках должен работать без значительной вибрации и шума. В противном случае надо снять приводной ремень с вентилятора и проверить работу электродвигателя без нагрузки. При неправильной работе следует получить консультацию у производителя электродвигателя.

Для нормальной работы системы необходимо отрегулировать скорость вращения вентилятора с помощью трансмиссии. Ремень натягивают с помощью натяжного устройства, после установки необходимого натяжения следует затянуть винтовое соединение.

Эти указания не подходят для встраиваемых вентиляторов со свободно расположенным рабочим колесом. Их рабочие характеристики аккуратно рассчитываются (отклонение составляет не более 5%). Для того чтобы избежать возможных сложностей, необходимо провести точное вычисление потерь давления в сети.

Вентиляторные блоки, к которым непосредственно присоединяются воздуховоды, могут комплектоваться выравнивателем потока для равномерного распределения воздуха и уменьшения потерь давления. Из соображений удобства транспортировки и монтажа выравниватель потока поставляется отдельно от блока, его установка достаточно проста.

Испытание и наладка вентиляторов, работающих в сети

Фактический режим работы вентилятора в сети соответствует точке пересечения фактической характеристики вентилятора с характеристикой вентиляционной сети. Для получения параметров работы вентилятора в сети измеряют расход воздуха в одном из сечений сети, полное или статическое давление в сечениях перед вентилятором и за ним, число оборотов рабочего колеса и электродвигателя и определяют электрическим способом потребляемую мощность. Если вследствие значительной разности давлений в этих сечениях или большого выделения теплоты (или тепловосприятия) на участке между выбранными сечениями температура в них существенно отличается, то ее также необходимо измерить, чтобы учесть изменение плотности воздуха при переходе от одного сечения к другому.

Расход воздуха, перемещаемого вентилятором, определяют, измеряя динамическое давление потока на прямых участках линии всасывания или нагнетания в том сечении, где проще проводить замеры, по площади мерного сечения и средней скорости потока в этом сечении. Если условия для замеров в сечениях до и после вентилятора одинаковы, то принимают среднее арифметическое значение расхода воздуха в этих сечениях. При испытании вентилятора в составе центрального кондиционера измеряют динамическое давление на линии нагнетания, так как на линии всасывания в сечении центрального кондиционера оно очень мало, например, при средней скорости во фронтальном сечении 2,5 м/с оно составляет всего 3,75 Па.

В сечениях воздуховодов вентиляционной сети, как правило, параметры потока распределены неравномерно, поэтому для определения суммарного расхода или полного давления необходимо провести измерения в отдельных точках сечения.

Точки, в которых измеряют указанные выше параметры, чаще всего выбирают в центрах равновеликих площадок, на которые разбивают сечение воздуховода. Тогда расход воздуха L и среднюю скорость потока $\upsilon_{ср}$ рассчитывают по формулам:

$$L = \upsilon_{ср} \cdot A, \quad (12.19)$$

$$\upsilon_{ср} = \frac{\sum_{i=1}^{k} \upsilon_i}{k}, \quad (12.20)$$

$$\upsilon_i = \sqrt{(2P_{дi} / \rho_в)}, \quad (12.21)$$

где A — площадь сечения, м^2;

k — число площадок;

$P_{дi}$, v_i — соответственно динамическое давление и скорость потока в i-й точке, Па и м/с.

Количество точек для измерения параметров потока зависит от размеров сечения воздуховода и определяется согласно ГОСТ 12.3.018-79.

Если для различных расходов воздуха поля скоростей и давлений в выбранном сечении подобны, то можно их измерить при одном расходе и определить коэффициенты поля:

$$k_v = v_{ср}/v_i, \tag{12.22}$$

$$k_p = P_{пср}/P_{пi}, \tag{12.23}$$

где $P_{пср}$, $P_{пi}$ — полное осредненное и полное давление в i-й точке.

Тогда при измерении расхода воздуха достаточно измерять скорость и полное давление в одной i-й точке, например в центре сечения, и рассчитывать расход и осредненное полное давление соответственно по формулам:

$$L = v_i \cdot k_v \cdot A, \tag{12.24}$$

$$P_п = k_p \cdot P_{пi}. \tag{12.25}$$

Процедура измерений динамического и полного давлений значительно упрощается и ускоряется, если применить усредняющие пневмометрические насадки ЦАГИ, которые дают осредненные величины давления для точек в сечении воздуховода и исключают необходимость определения поля скоростей и давлений и последующую обработку большого числа экспериментальных данных.

Сечение, в котором определяют расход воздуха, не должно быть расположено близко к выходному сечению вентилятора. Мерное сечение следует располагать на расстоянии не менее шести гидравлических диаметров от места возмущения потока (вентилятор, отвод и т. п.). Гидравлический или эквивалентный диаметр определяется по формуле:

$$d_э = \frac{4A}{П} = \frac{2ab}{a+b}, \tag{12.26}$$

где $П$ — периметр воздуховода, м,

a, b — стороны прямоугольного воздуховода, м.

В крайнем случае, при отсутствии прямолинейных участков необходимой длины, сечение выбирают, смещая его по направлению движения воздуха в соотношении 3:1.

Если вентилятор выполнен по одной из современных схем с профильными лопатками, загнутыми назад, то это расстояние может быть уменьшено до 3–4 гидравлических диаметров, так как неравномерность поля скоростей в выходных сечениях этих машин сравнительно невелика. Для таких вентиляторов расход воздуха при режимах, соответствующих $L = (0{,}8–1{,}2)\,L_н$, может быть приближенно (с погрешностью 5–7%) определен по полю скоростей непосредственно в выходном сечении корпуса.

Если температура воздуха в мерном сечении отличается от стандартного значения, то расход воздуха следует определять в соответствии с величиной плотности воздуха:

$$L_{20} = L_t \frac{293}{273+t}, \tag{12.27}$$

где t — температура воздуха в мерном сечении, °С.

Полное давление, развиваемое вентилятором, находят как разность полных давлений на нагнетании и всасывании. Можно определять полное давление, развиваемое вентилятором, измерив сразу полное давление в сечениях за вентилятором и перед ним. При этом необходимо определять поля полных давлений в этих сечениях или пользоваться осредняющими насадками полного давления. Некоторую погрешность дадут измерения в плоскости всасывающего и выхлопного отверстий вентилятора. Для уменьшения погрешности следует использовать по 2–3 штуцера для отбора давления.

В центральных кондиционерах вентиляторы, как двухстороннего всасывания, так и вентиляторы без корпуса, расположены в вентиляторном блоке, при полной герметичности которого его можно рассматривать как камеру статического давления (всасывания для вентилятора двухстороннего всасывания и нагнетания для вентилятора со свободно расположенным рабочим колесом). Если расположить перед вентилятором со свободно расположенным рабочим колесом свободный блок, длина которого будет равна не менее четырех диаметров рабочего колеса вентилятора, обеспечить его герметичность, то его также можно рассматривать как камеру всасывания. Статическое давление потока на линии всасывания имеет отрицательный знак, а динамическое давление всегда положительное, полное давление потока будет равно:

$$P_n^{вс} = |P_{cm}^{вс}| - P_\partial^{вс}, \tag{12.28}$$

где $P_n^{вс}$ — полное давление на линии всасывания, Па,

$P_{cm}^{вс}$ — статическое давление на линии всасывания, Па,

$P_\partial^{вс}$ — динамическое давление на линии всасывания, Па.

Блоки центрального кондиционера имеют достаточно большое живое сечение, поэтому величина динамического давления в них достаточно мала, и ее можно не учитывать. Тогда достаточно измерить статическое давление в камере всасывания, установив в стенках блока четыре штуцера (с общим осредняющим кольцом), по одному на каждой стенке. Это, как правило, должно обеспечить удовлетворительную точность измерения.

В случае вентилятора со свободно расположенным колесом вентиляторный блок можно рассматривать как камеру нагнетания, и если установить в нем штуцеры, то аналогично можно измерить статическое давление такого вентилятора на линии нагнетания. При неизменной площади фронтального сечения блоков до вентилятора и после него полное давление, развиваемое таким вентилятором, может быть определено как разность статических давлений на линии нагнетания и всасывания с учетом знака:

$$P_n = P_{cn}^{наг} - (-P_{cm}^{вс}) = P_{cn}^{наг} + |P_{cm}^{вс}|, \tag{12.29}$$

где $P_{cm}^{наг}$ — статическое давление на линии нагнетания, Па.

Обычно в таких вентиляторных блоках сразу измеряют разность статических давлений на линии нагнетания и всасывания.

Для вентиляторов двухстороннего всасывания необходимо измерить полное давление на нагнетательной стороне, и тогда полное давление будет равно:

$$P_n = P_n^{наг} - (-P_{cm}^{вс}) = P_n^{наг} + |P_{cm}^{вс}|, \tag{12.30}$$

где $P_n^{наг}$ — полное давление на линии нагнетания, Па.

Сечение для измерения давлений за вентилятором должно находиться в непосредственной близости выходного сечения вентилятора двухстороннего всасывания. Можно измерить статическое давление в выходном сечении, а динамическое давление определить расчетом по измеренному значению расхода воздуха.

К выбору сечений для измерения статического давления вентиляторов двухстороннего всасывания можно дать следующие рекомендации. Когда к диффузору за вентилятором или непосредственно к выходному сечению вентилятора примыкает прямой участок большой длины (длина больше 6 гидравлических диаметров), то целесообразно измерять статическое давление на некотором расстоянии (около 3 диаметров) от диффузора, а при его отсутствии — от выходного сечения вентилятора. Величину потерь давления на трение для участка длиной 2–3 диаметра необходимо добавить к величине статического давления. Если после вентилятора находится диффузор, а за ним сразу отвод, то статическое давление, в особенности при большом угле раскрытия диффузора, целесообразнее измерять в конечном сечении вентилятора. Полученные при этом результаты приходится расценивать как приближенные.

Величину полного давления, развиваемого вентилятором, определенного в результате измерений, приводят к стандартным условиям (давление 101,3 кПа, температура 20°C, относительная влажность 50%):

$$P_n = P_{nф}\frac{101,325}{P_б}\frac{273+t}{293}, \qquad (12.31)$$

где $P_{nф}$ — полное измеренное давление, Па,

$P_б$ — барометрическое давление, Па.

При рабочих испытаниях вентилятора, мощность, как правило, измеряют электрическим способом. При этом необходимо знать величину или предварительно определить к. п. д. электродвигателя. При испытании вентилятора измерения стараются проводить при постоянной скорости вращения рабочего колеса. Число оборотов рабочего колеса вентилятора и электродвигателя замеряют с помощью тахометра.

Если точка на характеристике вентилятора, определяемая фактическими значениями расхода воздуха и полного давления, пересчитанными на стандартные условия, попадает на характеристику вентилятора из каталога при замеренном числе оборотов, а значение расхода воздуха не соответствует проекту, то следует считать, что вентилятор соответствует каталогу, а вентиляционная сеть требует наладки. Отклонение величины полного давления от характеристики по каталогу допускается в пределах ±5%.

Основные причины, снижающие развиваемое вентилятором давление при определенной частоте вращения рабочего колеса:

— зазор между всасывающим конусом и колесом вентилятора превышает допустимую величину;
— отвод или другие местные сопротивления на линии нагнетания расположены неправильно;
— загрязнение лопаток рабочего колеса;
— вращение колеса в обратном направлении;
— вмятины или неплотности в кожухе вентилятора.

Если расход воздуха меньше проектного значения, то следует проверить состояние вентиляционной сети: воздушные клапаны, дополнительные сопротивления, не учтенные в проекте, правильность определения потерь давления в сети при расчете, построения характеристики сети. Если расход воздуха больше проектного значения, то гидравлическое сопротивление вентиляционной сети меньше, чем проектное. Причиной этого может быть то, что при проектировании не был выполнен аэродинамический расчет, а потери давления приняты с запасом, не отрегулированы воздушные клапаны, не установлены фильтры, открыты дверцы или отсутствуют панели, нарушена герметичность центрального кондиционера и вентиляционной сети.

Если точка окажется ниже кривой характеристики при замеренном числе оборотов, то параметры работы вентилятора не соответствуют данным по каталогу, это может быть при понижении напряжения в электрической сети, неправильном направлении вращения вентилятора, слабом натяжении ремня. Отрегулировать расход воздуха с целью достижения проектного его значения можно, изменяя характеристику сети путем дросселирования или изменяя характеристику венти-

лятора путем уменьшения или увеличения числа оборотов рабочего колеса вентилятора. Частоту вращения рабочего колеса можно увеличить при достаточной мощности установленного электродвигателя.

Причиной повышенного, сверх номинального, значения силы тока может быть неправильное вращение электродвигателя или увеличенный по сравнению с проектным значением расход воздуха. Если обнаружено неправильное вращение рабочего колеса, то необходимо поменять местами любые два провода в трехфазной проводке.

Причиной высокого уровня шума, создаваемого вентилятором, могут быть:
— неисправные виброизоляторы;
— шум электродвигателя при падении напряжения или по причине заводского брака;
— попадание посторонних предметов в кожух вентилятора;
— вибрация направляющего аппарата;
— увеличенный расход воздуха;
— неустойчивая работа вентилятора с лопатками, загнутыми вперед (помпаж).

Обслуживание центрального кондиционера

Все операции по обслуживанию центрального кондиционера должны выполняться только персоналом авторизованного центра. Обслуживающий персонал должен точно следовать требованиям техники безопасности. Перед началом любых работ необходимо отключить блок от силовых линий электрической сети, отметить с помощью соответствующей таблички, что он находится на сервисном обслуживании.

Обслуживание приемного и приемно-смесительного блока

Воздушные клапаны состоят из алюминиевых створок с нейлоновыми зубчатыми колесами, поэтому не подвержены коррозии и не требует дополнительной смазки в процессе обслуживания. Требуется только регулярно производить очистку от грязи и пыли створок воздушных клапанов и воздухозаборной решетки. Лопатки воздушных клапанов должны свободно (от руки) поворачиваться. При положении «Закрыто» должна быть обеспечена плотность прилегания лопаток к упорам и между собой.

Обслуживание воздушных фильтров

По мере загрязнения воздушного фильтра возрастают потери давления, о чем свидетельствует датчик дифференциального давления до и после фильтра. При загрязнении фильтр очищают или заменяют, частота регенерации или замены фильтра зависит от концентрации пыли в наружном воздухе. Если блок оборудован датчиком дифференциального давления со звуковой или визуальной сигнализацией, необходимость проведения замены или регенерации фильтра становится очевидна. Желательно всегда иметь комплект запасных фильтров, чтобы избегать длительных простоев или работы без фильтров.

С целью повторного использования фильтровальных материалов фильтров предварительной очистки их фильтрующие свойства обновляют способом промывания в воде с добавлением моющих средств и сушки подогретым воздухом. Регенерация металлических ячейковых фильтров проводится путем извлечения, промывки в горячем содовом или мыльном растворе и просушивания и, при необходимости, промасливания. Регенерация ячейковых фильтров из синтетического материала проводится с помощью легкой встряски, пылесоса со стороны противоположной направлению движения потока воздуха, промывки в горячем содовом или мыльном растворе и просушивания. Регенерацию таких фильтров можно проводить не больше трех раз.

Мягкие и жесткие карманные фильтры класса G4 не подлежат регенерации и могут быть очищены только несколько раз, с помощью встряхивания, а потом их необходимо заменять.

Высокоэффективные карманные фильтры класса от F7 до F9 также не подлежат регенерации, после загрязнения их необходимо заменить. Для увеличения срока службы высокоэффективных фильтров необходимо устанавливать грубые фильтры предварительной очистки. Карманные фильтры устанавливаются в металлической раме из оцинкованной стали, которая имеет по контуру самоклеящийся уплотнитель для предотвращения прохода воздуха мимо фильтра. Возможные материалы рамки — алюминий или нержавеющая сталь. При каждой замене воздушного фильтра необходимо проверять уплотнения, которые не должны иметь повреждений и обеспечивать герметичность, при необходимости их периодически меняют. Рамки фильтров закрепляются с помощью четырех быстро-защелкивающихся пружин, которые должны быть исправны, так как их поломка может привести к утечкам воздуха. При снятии наполненного пылью карманного фильтра следует закрыть его со стороны входа воздуха, например листом бумаги, чтобы не рассыпать его содержимое.

Фильтры тонкой очистки класса H11 — H13 служат для однократного использования и подлежат замене при загрязнении. Они поставляются в готовых рамах с уплотнителем, крепятся с помощью четырех стяжек винтами. Срок службы зависит от расхода воздуха, конечного перепада давлений, количества пыли в помещении.

Каждые 6 месяцев необходимо очищать и смазывать зубчатый механизм рулонного фильтра и проверять натяжение фильтровального материала. Фильтр данного типа всегда поставляется с датчиком дифференциального давления и электрической платой, для сигнализации — «отсутствие фильтра». Дверца для обслуживания рулонного фильтра имеет микровыключатель, который отключает подачу тока на электродвигатель, перемещающий рулонный материал.

Обслуживание водяных и фреоновых теплообменников, теплообменников блока регенерации теплоты

Для хорошей циркуляции тепло-холодоносителя необходимо регулярно удалять воздух, содержащийся в теплоносителе через воздушный кран. Необходимо постоянно проверять запыленность пластин теплообменников, так как при загрязнении снижается скорость воздуха и соответственно коэффициент теплопередачи, повышается аэродинамическое сопротивление. Периодически, приблизительно через каждые 500 рабочих часов, производят очистку пластин. Пластины легко очищаются при помощи мощного пылесоса с входной стороны воздуха или с помощью сжатого воздуха в направлении против потока воздуха. Если такая очистка не дала эффект, то теплообменник промывается струей воды или вынимается и промывается паром. Эту операцию необходимо проводить перед началом каждого сезона для очистки от различных загрязнений. Не рекомендуется использовать щетки и другие механические средства для очистки теплообменника. Необходимо постоянно проверять каплеуловители и поддоны, устанавливаемые после воздухоохладителя, при загрязнении их промывают разбавленной 10% муравьиной кислотой и тщательно промывают водой. При отключении установки или в случае продолжительного перерыва в работе, например при отключении электрической сети, теплообменники необходимо опорожнять, чтобы не замерзла вода. В начале холодного периода необходимо опорожнять воздухоохладитель. После опорожнения теплообменник продувают сжатым воздухом для просушки. Перед началом работы необходимо очистить сифоны и заполнить их водой, постоянно очищать поддоны и дренажные трубопроводы.

Для нормальной работы фреонового воздухоохладителя необходимо периодически проверять: состояние хладоагента с помощью смотрового стекла, срабатывание механических и электрических защитных устройств компрессора, работу нагревателя картера при длительном перерыве в работе, работу вентилятора конденсатора.

В блоке утилизации теплоты с вращающимся регенеративным теплообменником необходимо периодически проверять состояние насадки, ремня электропривода, электродвигателя, подшипни-

ков, периодически смазывая их. Хотя изменение направления потока воздуха в роторной насадке препятствует ее загрязнению, периодически следует очищать насадку. При теплоаккумулирующей насадке используют сжатый воздух, воду, пар, при тепло- влагоаккумулирующей насадке нельзя применять воду или пар, так как можно вымыть слой абсорбента, которым пропитан материал насадки.

Если пластинчатый теплообменник загрязнен жирными или липкими частицами, то его извлекают из корпуса и очищают струей горячей воды (температура до 90°С, максимальное давление до 6 бар) с добавлением моющих средств, можно также его предварительно замочить в емкости. Демонтаж пластинчатого теплообменника проводят в следующей последовательности:

— снимают крышку обслуживания (позиция 1, рисунок 12.16);
— снимают разделительные профили (позиция 3, 4), отвинчивают крепежные винты со стороны обслуживания (позиция 2);
— снимают резиновые уплотнители;
— отвинчивают крепежные винты верхнего направляющего профиля, винты боковых профилей ослабляют;
— ослабляют и снимают верхний направляющий профиль;
— извлекают пластинчатый теплообменник из корпуса блока (рисунок 12.18).

После окончания очистки проводят сборку в обратной последовательности. При использовании байпаса необходимо проверить электропривод и правильность работы створок клапана байпаса.

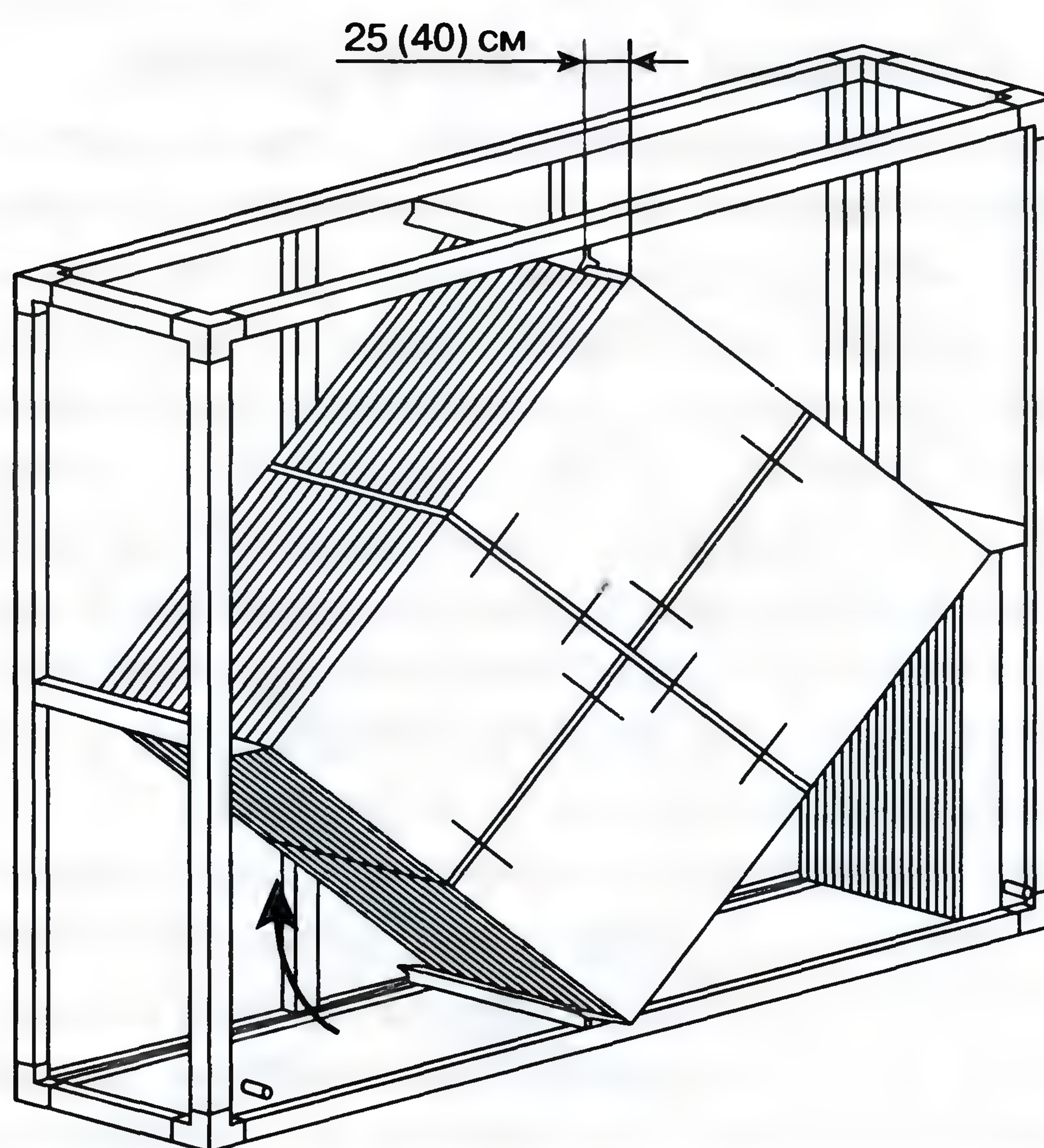


Рисунок 12.18. Демонтаж пластинчатого теплообменника для очистки

Обслуживание камеры орошения

Один раз в месяц или чаще необходимо менять воду в поддоне, очищать сифон и заполнять его вновь, очищать водяной фильтр из нержавеющей стали на заборе воды перед циркуляционным насосом. Ежемесячно необходимо проверять работу форсунок: струи воды из форсунок должны образовывать одинаковые углы.

Из-за повышенной концентрации солей жесткости в распыляемой воде при испарении воды соли жесткости осаждаются на поверхностях камеры орошения и в трубопроводах, поэтому регулярно следует проводить ее чистку. Перед началом чистки необходимо удалить воду из поддона, наблюдая при этом, как осуществляется слив, проверить, не загрязнены ли сливные патрубки, водяной

фильтр, форсунки, при необходимости снять и очистить эти элементы. Это необходимо проводить не реже одного раза в месяц, а при плохом качестве воды — и более часто. Водяные трубопроводы должны тщательно очищаться при остановке системы или при периодическом обслуживании.

При загрязнении прочищают форсунки острой иглой, поврежденные форсунки заменяют, рекомендуется иметь минимальный запас резервных форсунок. Через каждые полгода рекомендуется проводить очистку всех элементов блока увлажнения: форсунок, распределительных коллекторов, каплеуловителей, воздухораспределителей, трубопроводов, водяного фильтра с целью устранения известкового осадка и других загрязнений. Очистку всех элементов проводят в разобранном виде с промывкой в разбавленной муравьиной или соляной кислоте. После окончания очистки очищенный элемент необходимо промыть водой для нейтрализации кислоты. Нельзя применять пенящиеся моющие средства, форсунки очищать твердыми предметами. Поврежденную или заржавевшую форсунку заменяют на новую. Раз в год заменяют водяной фильтр перед циркуляционным насосом, при необходимости заменяют каплеуловитель. Если система кондиционирования воздуха не работает или отключен блок увлажнения, например в теплое время года, то воду из поддона необходимо слить, все поверхности просушить и очистить от известковых отложений и других загрязнений. В неочищенных системах отложения грязи затвердевают и при вторичном запуске вызовут преждевременные повреждения в насосе.

Обслуживающий персонал перед началом работ должен перекрыть воду и воздух. Обслуживающий персонал должен носить спецодежду.

Обслуживание блока сотового увлажнения

Для обеспечения длительного срока службы и отсутствия поломок необходимо проводить работы по очистке блока сотового увлажнения, частота которых зависит от различных факторов: концентрации пыли в воздухе, качества исходной воды, режима работы (оборотного с циркуляционным насосом или с непосредственной подачей воды из водопровода), периодичности работы. Периодическое техническое обслуживание проводят весной после окончания рабочего сезона, раз в год проводят чистку отверстий распределительного коллектора, водяного фильтра, очищают поддон. Ежегодно проверяют работу поплавкового клапана, клапана регулирования расхода сливного потока, загрязнение кассет увлажнителя, герметичность соединений, дренажные трубопроводы и сифон. Насадка собирается из отдельных кассет наиболее ходового размера — 600х1000 мм. Для осушки поверхности насадки увлажнителя применяется вентилятор, который продолжает работу при отключении подачи воды в распределительный коллектор.

Для очистки блока сотового увлажнителя с оборотным водоснабжением (тип R) необходимо: отключить циркуляционный насос, перекрыть подачу воды, опорожнить поддон, извлечь водяной фильтр и очистить его, извлечь раму с кассетами блока увлажнителя (НС 013 — НС 300 через боковую панель, НС 360 — НС 720 — с фронтальной стороны внутри блока), освободить кассеты, снять распределительный коллектор, отсоединив его от поперечины на передней стороне увлажнителя. Последовательность операций перед очисткой для блока сотового увлажнителя с непосредственной подачей воды из водопровода (тип Р) та же, за исключением отключения циркуляционного насоса.

Поверхность кассет увлажнителя промывают водой при загрязнении пылью, липкими отложениями, при известковых отложениях загрязненные кассеты необходимо заменить. Очищают металлический водораспределительный коллектор металлической щеткой и отверстия на нем — острой иглой, резиновые или пластиковые участки трубопроводов распределения воды необходимо проверить на герметичность, при необходимости заменить. Промывают поддон, сифон и дренажные трубопроводы. После очистки в обратном порядке собирают все элементы в единое целое, обращая внимание на вертикальную установку рамы с кассетами, направление движения воздуха и воды, испытывают увлажнитель.

Обслуживание блока увлажнения с форсунками тонкого распыла

Блоки увлажнения с форсунками тонкого распыла требуют значительно меньше затрат и времени на обслуживание, так как нет необходимости так часто проводить очистку всех элементов от загрязнений. Практически вся вода, подаваемая на распыление, испаряется и не остается в поддоне, форсунки высокого давления очищаются автоматически и могут работать надежно несколько лет. Форсунки со сжатым воздухом проверяются и очищаются ежегодно. Форсунки промывают в растворе уксусной кислоты для удаления известкового налета. Раз в год продувают и очищают соединительные трубопроводы — водяные и сжатого воздуха — для удаления капель масла и грязи.

Обслуживание блока парового увлажнения

Периодически следует проверять состояние электродов и парового цилиндра, очищать их по мере загрязнения. Следует также проверять срабатывание микровыключателей при понижении уровня воды в паровом цилиндре.

Обслуживание вентиляторов

В соответствие с действующими нормами перед выполнением работ по обслуживанию вентилятора необходимо отключить силовое напряжение.

После первого рабочего интервала (2 дня) необходимо проверить натяжения ремня трансмиссии, восстановить нужное натяжение, если это необходимо (рисунок 12.19). Считается правильным натяжение ремня, если при усилии в 10–15 кГс прогиб составит 1,5–2 см от первоначального положения. Слишком сильное натяжение ремня может привести к поломке шкивов. Ось вращения двигателя и вентилятора должны быть параллельны. Передаточные шкива закреплены на валу с помощью конической втулки, что обеспечивает их легкую замену.

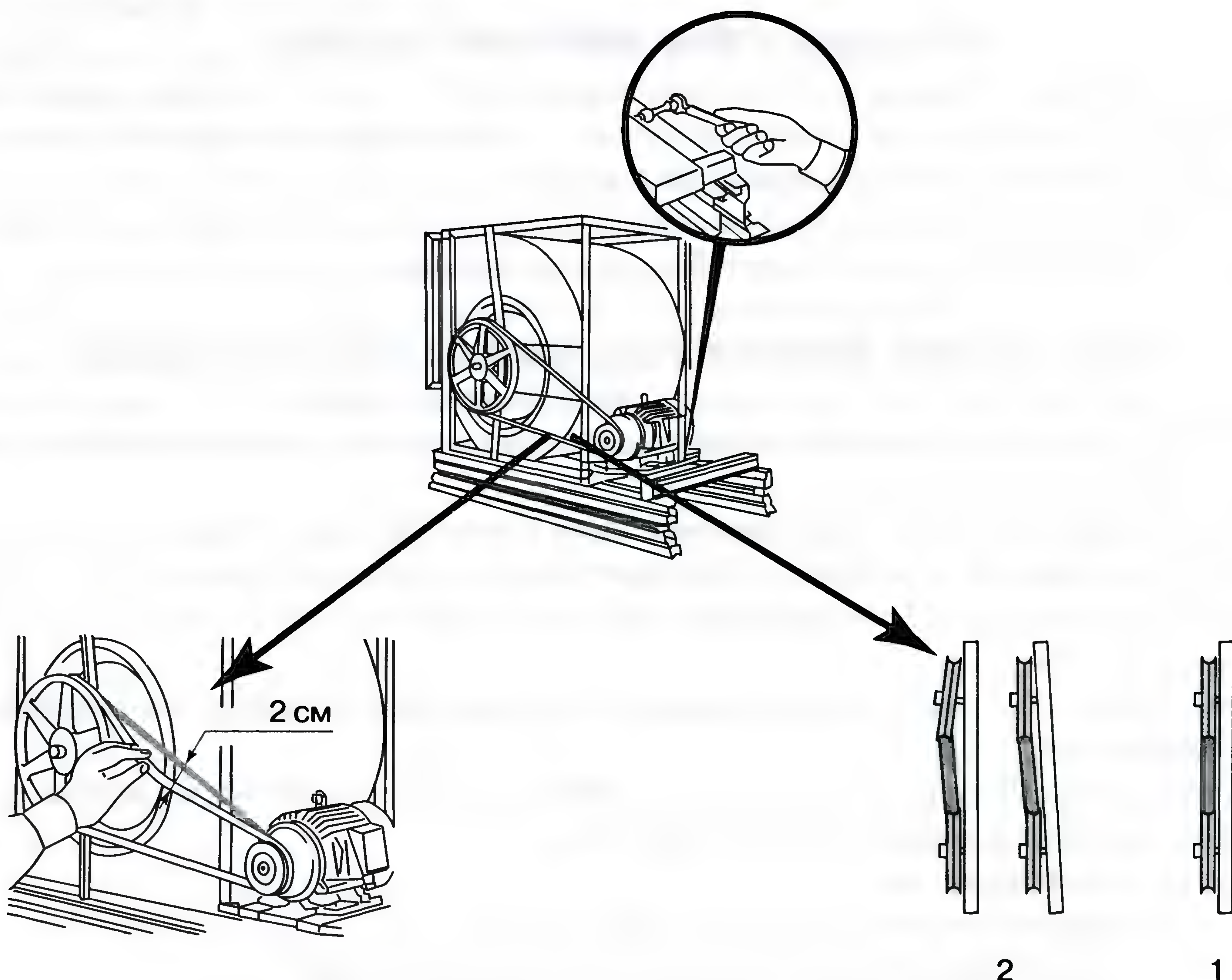


Рисунок 12.19. Положение шкивов клино-ременной передачи:

1 — правильное; 2 — неправильное

После замены ремня, он должен проработать около 15 минут при полной нагрузке, после чего необходимо проверить его натяжение и, в случае необходимости, дополнительно подтянуть. В дальнейшем контроль натяжения следует проводить через каждые 6 недель. После замены вновь проверяют и устанавливают параллельность вала электродвигателя и вентилятора. В ременных передачах с большим числом клиновидных ремней необходимо заменять весь комплект ремней, так как ремни должны быть натянуты одинаково. Повышенное натяжение ремней приводит к сокращению срока их службы и к перегрузке подшипников, как вентилятора, так и электродвигателя. При клиновидных ремнях нельзя использовать масло, мази и различные химические вещества. Для бесперебойной работы вентилятора необходимо иметь запас резервных ремней. Необходимо периодически проверять люфт и шум подшипников, а также крепление подшипника на валу. Перегрузка и повышенная температура могут привести к повреждению подшипника и вызывают шум при его вращении. Поврежденные подшипники необходимо заменить. Особенностью исполнения вентиляторов с опорами для подшипников, с ниппелями под смазку является необходимость периодической смазки (примерно каждые 6 месяцев), благодаря чему уплотнения самосмазывающихся опор не требуют обслуживания в течение 20 тыс. часов работы. Ухудшение смазки подшипников сопровождается увеличением шума и перегревом с выделением жидкой смазки.

Входной направляющий аппарат вентилятора должен обслуживаться и смазываться каждые полгода.

Хотя бы раз в месяц необходимо проверять: крепление рабочего колеса на валу и прочность винтовых соединений, запыленность лопаток рабочего колеса вентилятора, гибкие соединения с воздуховодами, правильное положение виброизоляторов, подшипники вала вентилятора. Если возникает сдвиг вала в подшипниках в осевом направлении, то требуется получить консультацию производителя вентилятора и устранить неполадку.

Неисправности в работе центрального кондиционера

О неправильной работе блоков центрального кондиционера свидетельствует срабатывание устройств обеспечения безопасности, которое приводит к остановке вентиляторов, насосов и т.д. Перед включением центрального кондиционера в работу следует найти и устранить причину их срабатывания. Работы должны выполняться квалифицированным персоналом, имеющим соответствующее разрешение с соответствии с требованиями безопасной работы.

Возможные отклонения от нормальной работы центрального кондиционера и их причины

Уменьшение расхода воздуха по сравнению с проектным значением:

— увеличение аэродинамического сопротивления фильтра в результате его загрязнения или обмерзания воздушного клапана;
— увеличение аэродинамического сопротивления блока в результате загрязнения пластин поверхностного теплообменника, в т. ч. в блоках регенерации теплоты с промежуточным теплоносителем;
— увеличение аэродинамического сопротивления блока в результате неправильного положения воздушных клапанов;
— увеличение аэродинамического сопротивления блока в результате загрязнения поверхности сотового увлажнителя;
— увеличение аэродинамического сопротивления блока регенерации теплоты в потоке удаляемого воздуха при замерзании образующегося конденсата;
— неполадки ременной передачи;
— поломки или блокировка элементов вентиляционной сети.

Увеличение расхода воздуха по сравнению с проектным значением:

— уменьшение аэродинамического сопротивления при неправильном положении воздушного клапана;

— уменьшение аэродинамического сопротивления блока в результате отсутствия или поломки фильтров;
— уменьшение аэродинамического сопротивления блока при открывании дверок;
— уменьшение аэродинамического сопротивления при нарушении герметичности блоков;
— уменьшение аэродинамического сопротивления вентиляционной сети при отключении ее части без заглушки, неправильно рассчитанная и налаженная вентиляционная сеть.

Низкая тепло- или холодопроизводительность поверхностного теплообменника и теплообменника системы регенерации теплоты:
— неверный расход или температура тепло-холодоносителя;
— неправильная обвязка теплообменника;
— плохая циркуляция из-за наличия воздуха в теплообменнике;
— неправильная работа системы автоматического регулирования;
— загрязнение наружной и внутренней поверхности теплообменника;
— плохое удаление конденсата (паровой теплообменник);
— обмерзание поверхности теплообмена.

Недостаточное увлажнение воздуха:
— загрязнение водяного фильтра;
— загрязнение поверхности сотового увлажнителя;
— загрязнение форсунок;
— низкий уровень воды в поддоне вследствие поломки поплавкового клапана.

Проскок капель через каплеуловитель:
— повышенный расход воздуха;
— повышенный расход воды;
— дефекты в уплотнении каплеуловителя.

Высокий уровень шума:
— плохо натянутый ремень;
— неисправны виброизолирующие опоры;
— электромагнитный шум в результате падения напряжения электрической сети;
— посторонние предметы в кожухе вентилятора;
— вибрации створок воздушных клапанов;
— шум из-за вибрации воздуховодов, глушителей, воздухораспределителей и т.д.;
— ослабление крепления рабочего колеса на оси вала;
— плохое охлаждение вентилятора;
— повышенный расход воздуха по сравнению с проектным значением.

Список литературы

1. Анисимов С. М. Утилизация теплоты вытяжного воздуха в перекрестно-точном рекуператоре // Инженерные системы. — АВОК Северо-запад, 2002. — № 4. — С. 30–36.
2. Архипов Г. В., Архипов В. Г. Автоматизированные установки кондиционирования воздуха. — М.: Энергия, 1975. — 200 с.
3. Архипов Г. В. Автоматическое регулирование поверхностных теплообменников. — М.: Энергия, 1971. — 304 с.
4. Баркалов Б. В., Карпис Е. Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. — М.: Стройиздат, 1982. — 312 с.
5. Богданов С. Н., Иванов О. П., Куприянова А. В. Холодильная техника. Свойства веществ: Справочник. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Агропромиздат, 1985. — 208 с.
6. Богословский В. Н., Кокорин О. Я., Петров Л. В. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение. — М.: Стройиздат, 1985. — 416 с.
7. Богословский В. Н., Поз М. Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. — М.: Стройиздат, 1983. — 320 с.
8. Белова Е. М. Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами. — М.: Евроклимат, 2003. — 400 с.
9. Бромлей М. Ф. Гидравлические машины и холодильные установки. — М.: Стройиздат, 1971. — 260 с.
10. Бялый Б. И. Тепломассообменное оборудование воздухообрабатывающих установок. ООО «Веза». — М.: ООО «Инфорт», 2005. — 278 с.
11. Вентиляция, отопление и кондиционирование воздуха на текстильных предприятиях: Учебное пособие для вузов / Под ред. В. Н. Талиева. — М.: Легпромбытиздат, 1985. — 256 с.
12. Вишневский Е. П. Перспективные технические решения систем вентиляции бытового и производственного назначения в суровых климатических условиях. — М.: Петроспек-Центр, 2003.
13. Внутренние санитарно-технические устройства: В 3 ч. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 1 и 2 / Под ред. Павлова Н. Н. и Шиллера Ю. И. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Стройиздат, 1992. — 319 с., 416 с.
14. ГОСТ 12. 1. 005-88 Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. — М.: Издательство стандартов, 1998. — 76 с.
15. ГОСТ 12. 1. 003-83 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности
16. ГОСТ 30494-96 Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях.
17. Гримитлин М. И. Распределение воздуха в помещениях. — 3-е изд., перераб. и доп. — Спб: Издательство «АВОК Северо-запад», 2004. — 320 с.
18. Гримитлин А. М., Позин Г. М. О расчете подачи воздуха в рабочую зону // Инженерные системы, АВОК Северо-запад. — 2004. №3 (15). — С. 14–23.
19. Живов А. М., Peter V. Nielsen, Gerald Riskowski, Шилькрот Е. О. Системы вытесняющей вентиляции для промышленных зданий. Типы, область применения, принципы проектирования // АВОК. — 2001. — №5. — С. 36–46.
20. Елизаров К. С. Теплоснабжение, вентиляция и кондиционирование воздуха в театрах. — М.: Изд-во литературы по строительству, 1959. — 170 с.
21. Каталог CLIVET.
22. Каталог Данфосс.
23. Каталог IMP KLIMA.
24. Карпис Е. Е. Энергосбережение в системах кондиционирования воздуха. — М.: Стройиздат, 1986. — 268 с.
25. Кейс В., Лондон А. Компактные теплообменники: Пер. с англ. — М.: Энергия, 1967. — 222 с.

26. Кокорин О. Я. Установки кондиционирования воздуха. — М.: Машиностроение, 1978. — 278 с.
27. Кокорин О. Я. Испарительное охлаждение для целей кондиционирования воздуха. — М.: Изд-во литературы по строительству, 1965. — 159 с.
28. Кокорин О. Я. Энергосберегающие технологии функционирования систем вентиляции, кондиционирования воздуха (системы ВОК). — М.: Проспект, 1999. — 208 с.
29. Кокорин О. Я., Дерипасов А. М. Отечественное оборудование систем вентиляции и кондиционирования воздуха: Каталог. — М.: ИКФ «Каталог», 2002. — 92 с.
30. Кокорин О. Я. Современные системы кондиционирования воздуха. — М.: Издательство физико-математической литературы, 2003. — 278 с.
31. Котзаогланиан. Пособие для ремонтника. Практическое руководство по ремонту холодильного оборудования с конденсаторами воздушного охлаждения: Пер. с франц. — М.: ЗАО «Остров», 2000. — 340 с.
32. Креслинь А. Я. Автоматическое регулирование систем кондиционирования воздуха. — М.: Стройиздат, 1972. — 97 с.
33. Крум Д., Робертс Б. Кондиционирование воздуха и вентиляция зданий: Пер. с англ. / Под ред. Е. Е. Карписа. — М.: Стройиздат, 1980. — 399 с.
34. Ливчак И. Ф., Наумов А. Л. Регулируемая вентиляция жилых многоэтажных зданий // АВОК, 2004. — № 5.
35. Ловцов В. В. Системы прецизионного кондиционирования воздуха. — Л.: Изд-во литературы по строительству, 1971. — 112 с.
36. Мааке В., Эккерт Г. Ю., Компен Жан-Луи. Учебник по холодильной технике / Пер. с франц. В. Б. Сапожникова и др. — М.: Изд-во Московского университета, 1998. — 1142 с.
37. Межотраслевые правила по охране труда при эксплуатации фреоновых холодильных установок. ПОТ Р М 015-2000. — М.: Мин. труда и соц. развития. ВНИХИ, 2001. — 75 с.
38. Мойер Д., Фиттц Р. Кондиционирование воздуха / Под ред. и с дополнениями Каменева П. Н. — М.: Пищепромиздат, 1940. — 451 с.
39. Наладка и регулирование систем вентиляции и кондиционирования воздуха: Справочное пособие / Журавлев Б. А. и др.; Под ред. Журавлева Б. А. — М.: Стройиздат, 1980. — 448 с.
40. Нестеренко А. В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. — М.: Высшая школа, 1971. — 459 с.
41. Нефелов С. В., Давыдов Ю. С. Техника автоматического регулирования в системах вентиляции и кондиционирования воздуха. — М.: Стройиздат, 1984. — 328 с.
42. Определение количества приточного воздуха для производственных помещений с механической вентиляцией. — Л.: ВЦСПС, ВНИИОТ, 1983. — 60 с.
43. Пекер Я. Д., Мардер Е. Я. Справочник по выбору оборудования для кондиционирования воздуха. — 2-е изд., перераб и доп. — К.: Будівельник, 1990. — 224 с.
44. Пеклов А. А. Гидравлические машины и холодильные установки. — М.: Высшая школа, 1971. — 280 с.
45. Правила устройства электроустановок (ПУЭ). — М.: Энергоатомиздат, 1986. — 206 с.
46. Присяжнюк В. А. Водоподготовка и очистка воды: принципы, технологические приемы, опыт эксплуатации // Сантехника, отопление, кондиционирование СОК, 2004. — № 4. — С. 34–49.
47. Прохоров В. И. Предельное увлажнение воздуха и получение тумана // Вентиляция и кондиционирование воздуха. Межвузовский тематический сборник №6. — Рига, 1973. — С. 116–130.
48. Прохоров В. И. Энергетический баланс инженерных систем здания и окупаемость новых технологических решений // Современные системы теплогазоснабжения и вентиляции: Сб. тр. Моск. гос. строит. ун-т. — М.: МГСУ, 2003. — С. 8–8.
49. Рекомендации по выбору и расчету систем воздухораспределения: А3-669 / ГПИ Сантехпроект. — М.,1979. — 68 с.

50. Рымкевич А. А. Системный анализ оптимизации общеобменной вентиляции и кондиционирования воздуха. — М.: Стройиздат, 1990. — 300 с.
51. Руководства по монтажу, техническому обслуживанию и эксплуатации оборудования CLIVET.
52. Самарин О. Д. О методике оценки энергоэффективности зданий // Современные системы теплогазоснабжения и вентиляции: Сб. тр. Моск. гос. строит. ун-т. — М.: МГСУ, 2003. — С. 25–31.
53. Системы вентиляции гражданского здания: Методические указания к курсовому проектированию по курсу «Системы вентиляции» для студентов специальности 2907 «Теплогазоснабжение и вентиляция» // В. П. Титов, Е. И. Тертичник. — М.: МГСУ, 2001. — 40 с.
54. Скистад Х., Мундт Э., Нильсен П., Хагстрем К., Райлио Й. Вытесняющая вентиляция в непроизводственных зданиях: Пер. с англ. — М.: АВОК-ПРЕСС, 2003. — 100 с.
55. СНиП 41-01-2003 Отопление, вентиляция и кондиционирование. — М.: Государственный комитет Российской Федерации по строительству и жилищно-коммунальному комплексу (Госстрой России), 2003. — 64 с.
56. СНиП 23-01-99 Строительная климатология. — М.: Минстрой России, 2000. — 65 с.
57. СНиП 23-05-95 Естественное и искусственное освещение. — М.: Минстрой России, 1995. — 40 с.
58. СНиП 3-05-01-85 (с изменениями 1 2000) Внутренние санитарно-технические системы. — М.: Госкомитет СССР по строительству, 1988. — 26 с.
59. СНиП 2. 09. 02-89 Общественные здания и сооружения.
60. СНиП II-12 Защита от шума.
61. СНиП 21-01-97 Пожарная безопасность зданий и сооружений.
62. Стандарт АВОК. Здания жилые и общественные. Нормы воздухообмена. — М.: АВОК-ПРЕСС, 2002. — 16 с.
63. Сотников А. Г. Системы кондиционирования воздуха с переменным расходом воздуха. — 2-е изд., перераб. и доп. — Л.: Стройиздат, Ленингр. отделение, 1984. — 148 с.
64. Сотников А. Г. Автоматизация систем кондиционирования воздуха и вентиляции. — Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1984. — 240 с.
65. Участкин П. В., Тетеревников В. Н., Мателенок Д. А. Кондиционирование воздуха в промышленных зданиях / Под ред. Участкина П. В. — М.: ВЦСПС, Профиздат, 1963. — 422 с.
66. Хайнрих Г., Найорк Х., Нестлер В. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения / Пер. с нем. Н. Л. Кораблевой, Е. Ш. Фельдмана; Под ред. Явнеля Б.К. — М.: Стройиздат, 1985. — 351 с.
67. Холодильные машины: Учебник для студентов втузов специальности «Техника и физика низких температур» / Бараненко А.В. и др.; Под общ. ред. Тимофеевского Л.С. — СПб.: Политехника, 1997. — 992 с.
68. Холодильная техника: Энциклопедический справочник. Часть 2. Применение холода в промышленности и на транспорте. — М.: Госторгиздат, 1961. — 575 с.
69. Шепелев И.А. Аэродинамика воздушных потоков в помещении. — М.: Стройиздат, 1978. — 144 с.
70. Шубина Т.С. Проектирование систем организации воздухообмена залов зданий зрелищного назначения // АВОК, 2000. — № 3.
71. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха: Справ. пособие / Богуславский Л.Д., Ливчак В.И., Титов В.П. и др.; Под ред. Богуславского Л.Д. и Ливчака В.И. — М.: Стройиздат, 1990. — 624 с.
72. Юрманов Б. Н. Автоматизация систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. — Л.: Стройиздат, Ленингр. отд-е, 1976. — 216 с.
73. Юрманов Б. Н. Системы кондиционирования воздуха на полиграфических предприятиях. — М.: «Книга», 1972. — 64 с.

74. ASHRAE STANDART 62. 1-2004. Ventilation for acceptable indoor air quality.
75. Basso R. A. Выбор воздухораспределительных устройств для организации эффективного воздухообмена в помещении // АВОК, 2003. — № 2. — С. 20–26.
76. Besant R., Simonson C. Воздухо-воздушные теплообменники // АВОК, 2004. — № 5. — С. 84–92.
77. Roderic Bunn Системы кондиционирования воздуха, предпочитаемые инвесторами. — М.: ООО ИИП «АВОК ПРЕСС», АВОК, 2001. — № 5 — С. 16–20.
78. Finkelstein W., Guntermann K., Kulpmann R., Sefker Quellluftung Th.. Grundlagen und Auslegungshinweise. — TROX technik, 2003. — 14 p.
79. Bernando Galosi. За и против распределения воздуха от пола // АВОК, 2001. — № 4.
80. Handbook ASHRAE.
81. How to select air devices. Project design guide. ABB. — 19 p.
82. Kreider J. F., Rabl A. Heating and cooling of buildings. Design for efficiency. — International Editions, 1994.
83. McDonell G. Распределение воздуха под полом и вытесняющая вентиляция. Почему эти системы не одно и то же? // АВОК, 2003. — № 7. — С. 28–34.
84. Space air diffusion. Chapter 31. Handbook ASHRAE.
85. Wilkins C., Hosni M. Учет в тепловом балансе теплопоступлений от офисного оборудования // АВОК, 2003. — № 3. — С. 70–74.
86. ANSI/ASHRAE Standart 62. 1-2004 Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality. — ASHRAE, 2004. — 44 p.
87. EN ISO 7730 European Standart. Moderate thermal environments-Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for the thermal comfort. — CEN, 1995. — 27 p.
88. CN REPORT 1752. Ventilation for buildings-Design criteria for the indoor environment. — CEN, 1998. — 73 p.
89. VDI 2081 Noise generation and noise reduction in air-conditioning systems. — Dusseldorf: VDI-Verlag, 1983. — 37 p.

Елена Михайловна БЕЛОВА

Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях

Ответственный за выпуск М. И. Бейзман
Редактор Т.В. Авдеева

Компьютерная вёрстка
Р. Я. Муртазин

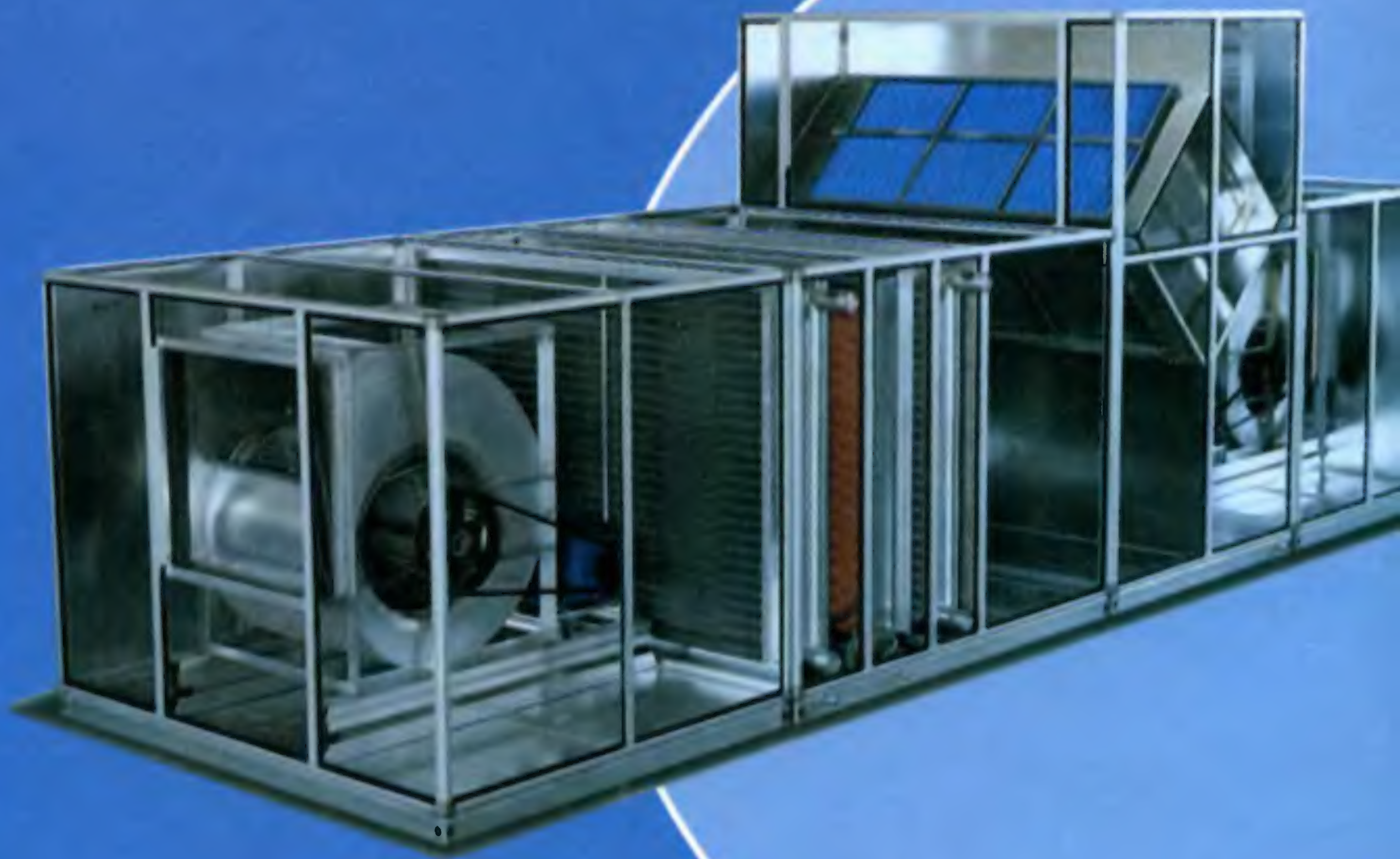
Формат 60×90⅛. Бумага офсетная.
Гарнитура Minion Pro. Тираж 3000 экз. Заказ 201
Подписано в печать 20.02.06

Издатель
© ЗАО «Евроклимат»
105082, Москва, Рубцовская набережная, 3
Тел. (495) 265 3872, 975 7560

БИБЛИОТЕКА КЛИМАТЕХНИКА

ЦЕНТРАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА В ЗДАНИЯХ

Белова Е.М.



ЕВРОКЛИМАТ
кондиционирование и вентиляция

Уважаемые коллеги!

Предлагаем Вашему вниманию серию книг «Библиотека климатехника».

БИБЛИОТЕКА КЛИМАТЕХНИКА

СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ

А. БЕККЕР

ЕВРОКЛИМАТ

НОВИНКА!!!

Книга немецкого специалиста Анетты Беккер «Системы вентиляции» — это уникальное информационно-справочное руководство, содержащее основополагающую информацию о процессах вентиляции, кондиционирования и отопления воздуха в помещениях различного типа.

Книга содержит подробные сведения, требования и нормативы, принятые в Стандартах Европейского сообщества и ФРГ, необходимые для работ по расчету и подбору основного оборудования систем вентиляции, выбора оптимальных схем организации воздухообмена, помогающие при реализации монтажа и наладки систем.

Особое внимание уделено принципам определения параметров вентиляционных систем и систем кондиционирования воздуха, которые должны рассматриваться в качестве исходных характеристик при возведении оптимальных, во всех отношениях, энергосберегающих строительных объектов.

Снабженная справочными таблицами и многочисленными иллюстрациями, книга будет полезна как проектировщикам, так и студентам специальных учебных заведений.









ЕВРОКЛИМАТ
кондиционирование и вентиляция

Заявки на приобретение книг
направляйте по факсу (495) 975-7560
http://books.euroclimat.ru